

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Mostový jeřáb o nosnosti 15 t, rozpětí 10,6 m

Trolley Crane – Lifting Capacity 15 t and Span 10.6 m

Student: Bc. Miroslav Trefil

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Miroslav Trefil

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Mostový jeřáb o nosnosti 15 t, rozpětí 10,6 m
Trolley Crane - Lifting Capacity 15 t and Span 10.6 m

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte mostový jeřáb o nosnosti 15 t a rozpětí 10,6 m využívaný při manipulaci s plechy ve výrobní hale.
2. Proveďte potřebné technologické výpočty jeřábu a navrhněte vhodný uchopovací prvek.
3. Určete návrh zdvihového a pojezdových mechanismů jeřábu.
4. Proveďte pevnostní výpočty ocelové konstrukce jeřábu.

Seznam doporučené odborné literatury:

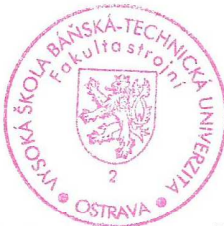
- 1) Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. ES VŠB, 2005, 128 str.133, ISBN 80-248-0963-X.
- 2) Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. SNTL, Praha 1966
- 3) Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talacko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. ČVUT Praha, 1984.
- 4) Jeřábek, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. ES ČVUT Praha 1987.
- 5) Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. ES VŠB, 2004, str.133, ISBN 80-248-0537-5.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010




doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....20.5.2010.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě... 20.5.2010

..... Miroslav Trefil
Plné jméno diplomanta

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

Miroslav Trefil
Míru 2
Horka nad Moravou, 783 35

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TREFIL, M. *Mostový jeřáb o nosnosti 15 t, rozpětí 10,6 m: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy,
2010, 83 s. Vedoucí práce: Doc. Ing. Hrabovský Leopold, Ph.D.

Tato diplomová práce zpracovává konstrukční návrh mostového jeřábu, který slouží k přemísťování plechů ve výrobní hale. Jedná se o dvounosníkový mostový jeřáb. Pro pojezdový mechanismus dvounosníkového jeřábu i jeřábové kočky jsem zvolil dvoumotorový pohon. Pohon zdvihu jeřábové kočky tvoří elektromotor s převodovkou a brzdou. Tento dvounosníkový jeřáb má nosnost 15 [t] a rozpětí 10,6 [m]. Uchopovací prostředky jsou vázací lana s háky. Zdvih jeřábu činí 7,2 [m]. Rychlost zdvihu jeřábové kočky je 3,1 [m/min], rychlost pojezdu jeřábové kočky je 10 [m/min] a rychlost celého mostového jeřábu činí 35 [m/min]. Konstrukci jeřábové kočky tvoří normalizované duté profily čtvercového a obdélníkového průřezu. Hlavní nosník mostového jeřábu má skříňovou konstrukci. Profily jeřábové kočky a hlavní nosník mostového jeřábu jsou pevnostně zkontrolovány.

ANNOTATION OF THESIS

TREFIL, M. *Trolley Crane – Lifting Capacity 15 t and Span 10.6 m: Master Thesis.*

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering,
Institute of Transport, 2010, 83 p. Thesis head: Doc. Ing. Hrabovský Leopold, Ph.D.

This diploma thesis deals with the Trolley crane, lifting capacity 15 t and span 10.6 m design, which serve to transposition of metal sheets in a production hall. It is the double beam trolley crane. I chose twin-engine gear for travel mechanism of double beam crane and crane truck. Lifting gear of a truck crane consists of an electromotor with a transmission and a brake. The double beam crane has lifting capacity 15 [t] a span 10.6 m. Binding accessories are binding ropes with hooks. The lift of the crane is 7.2 [m]. Lifting speed of the truck crane is 3.1 [m/min]. Truck crane structure is composed of standard hollow profile with square and rectangular cross-section. The main beam of the trolley crane has the case construction. Truck cranes profiles and the main beam of the trolley crane are checked for solidity.

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Doc. Ing. Leopoldovi Hrabovskému, Ph.D. za cenné rady a vedení při vypracování této diplomové práce.

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	10
<u>1. ÚVOD</u>	<u>14</u>
<u>2. ROZDĚLENÍ JEŘÁBŮ</u>	<u>15</u>
2.1 ROZDĚLENÍ PODLE CELKOVÉHO TVARU JEŘÁBU	15
2.2 ROZDĚLENÍ PODLE DRUHU POHONU	16
2.3 ROZDĚLENÍ PODLE DRUHU POHYBU	17
2.4 ROZDĚLENÍ PODLE DRUHU PRÁCE A MÍSTA POUŽITÍ	17
<u>3. MOSTOVÉ JEŘÁBY</u>	<u>18</u>
<u>4. UCHOPOVACÍ PROSTŘEDKY</u>	<u>20</u>
<u>5. NÁVRH UCHOPOVACÍHO PROSTŘEDKU</u>	<u>22</u>
VÁZACÍ ŘETĚZY	22
VÁZACÍ LANA	22
HORIZONTÁLNÍ NOSIČE PLECHŮ	23
VERTIKÁLNÍ NOSIČE PLECHŮ	25
BŘEMENOVÉ MAGNETY	26
JEŘÁBOVÉ TRAVERZY	27
VAKUOVÁ CHAPADLA (PŘÍSAVKY)	29
5.1 VOLBA UCHOPOVACÍHO PROSTŘEDKU	29
<u>6. NÁVRH ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ.....</u>	<u>30</u>
6.1 VÝPOČET LANA.....	30
6.2 STANOVENÍ ROZMĚRŮ BUBNU A KLADEK.....	32
6.3 NÁVRH ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU	33
6.4 NAMÁHÁNÍ LANOVÉHO BUBNU	35
<u>7. VÝPOČET POHONU ZDVIHU</u>	<u>40</u>

7.1	VOLBA HNACÍHO ELEKTROMOTORU.....	40
7.2	NÁVRH PŘEVODOVKY ZDVIHU	41
7.3	SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU.....	42
7.4	NÁVRH SPOJKY	42
7.5	STANOVENÍ SKUTEČNÉ DOBY ROZBĚHU.....	43
7.6	STANOVENÍ POTŘEBNÉHO BRZDNÉHO MOMENTU	45
7.7	BRZDNÁ DOBA PŘI SPOUŠTĚNÍ BŘEMENE	46
7.8	BRZDNÁ DRÁHA PŘI SPOUŠTĚNÍ BŘEMENE.....	46
7.9	BRZDNÁ DOBA PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE	46
7.10	BRZDNÁ DRÁHA PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE	46
8.	<u>NÁVRH KONSTRUKCE JEŘÁBOVÉ KOČKY.....</u>	<u>47</u>
8.1	NÁVRH JEDNOTLIVÝCH PROFILŮ JEŘÁBOVÉ KOČKY	47
	NÁVRH PROFILU Č. 1	47
	NÁVRH PROFILU Č.2.....	52
	NÁVRH PROFILU Č. 3	57
9.	<u>VÝPOČET POJEZDU KOČKY</u>	<u>60</u>
9.1	ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL	60
9.2	VOLBA HNACÍHO ELEKTROMOTORU.....	61
9.3	POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY	62
9.4	OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL	62
9.5	SKUTEČNÁ RYCHLOST POJEZDU KOČKY	62
9.6	STANOVENÍ SKUTEČNÉ DOBY ROZBĚHU.....	63
9.7	KONTROLA TAŽNÉ SÍLY MOTORU VZHLEDEM K ADHEZI	65
9.8	STANOVENÍ DRÁHY A DOBY DO ZASTAVENÍ JEŘÁBOVÉ KOČKY	66
10.	<u>NÁVRH KONSTRUKCE MOSTOVÉHO JEŘÁBU</u>	<u>67</u>
11.	<u>VÝPOČET POJEZDU MOSTOVÉHO JEŘÁBU</u>	<u>71</u>
11.1	ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL	71
11.2	VOLBA HNACÍHO ELEKTROMOTORU.....	72

11.3	POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY	73
11.4	OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL	73
11.5	SKUTEČNÁ RYCHLOST POJEZDU KOČKY	73
11.6	STANOVENÍ SKUTEČNÉ DOBY ROZBĚHU	74
11.7	KONTROLA TAŽNÉ SÍLY MOTORU VZHLEDEM K ADHEZI	76
11.8	STANOVENÍ DRÁHY A DOBY DO ZASTAVENÍ JEŘÁBOVÉ KOČKY	77
12.	<u>ZÁVĚR.....</u>	78
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	80
	SEZNAM VÝKRESŮ	81

Seznam použitého značení

C	součinitel výběru lana	[-]
D_b	průměr lanového bubnu	[m]
D_{bmin}	minimální průměr bubnu	[m]
D_{kp}	průměr pojezdových kol	[m]
D_r	průměr vyrovnávací kladky	[m]
D_{rmin}	minimální průměr vyrovnávací kladky	[m]
D_v	průměr vodící kladky	[m]
D_{vmin}	minimální průměr vodící kladky	[m]
$F_k/4$	síla od hmotnosti jeřábové kočky	[N]
F_{kmax}	maximální zatížení na jedno kolo jeřábové kočky	[N]
$F_m/2$	síla od hmotnosti pohonu zdvihu	[N]
F_{max}	maximální síla v místě náběhu na lanový buben	[N]
F_{mN}	síla od vlastní hmotnosti hlavního nosníku	[N]
$F_N/4$	síla od hmotnosti zdvihaného resp. spouštěného břemene	[N]
F_O	minimální únosnost lana	[N]
G_K	síla od vyrovnávací kladky a tíhou jejího nosníku	[N]
H	výška zdvihu	[m]
I_x	kvadratický moment průřezu	[m ⁴]
J_1	moment setrvačnosti motoru	[kg.m ³]
J_3	moment setrvačnosti posuvných hmot redukováných na hřídel motoru	[kg.m ³]
J_{3b}	moment setrvačnosti posuvných hmot	[kg.m ³]
K	provozní součinitel	[-]
K'	součinitel minimálního nutného zatížení konstrukce lana	[-]
K_{max}	maximálního zatížení na jedno kolo	[kg]
L	délka lana navíjená na polovinu bubnu	[m]
M	přenášený krouticí moment	[N.m]
M_b	potřebný brzdny moment redukováný na hřídel motoru	[N.m]
M_i	inerční moment všech pohyblivých hmot soustavy	[N.m]
M_i'	inerční moment při brzdění	[N.m]
M_{Kmax}	maximální krouticí moment	[N.m]
M_{Omax}	maximální ohybový moment	[N.m]

M_{omax1}	maximální ohybový moment v profilu č. 1	[N.m]
M_{st}	statický moment zdvihaných částí redukováný na hřídel motoru	[N.m]
M_{st}	statický moment zdvihaných částí redukováný na hřídel motoru	[N.m]
M_{st}'	statický moment při brzdění redukováný na hřídel motoru	[N.m]
M_V	výpočtový krouticí moment spojky	[N.m]
M_Z	záběrný moment motoru	[N.m]
P_N	výkon pohonu zdvihu	[W]
P_P	celkový výkon pohonu pojezdu	[W]
P_{p1}	výkon jednoho pohonu pojezdu	[W]
P_Z	celkový potřebný výkon	[W]
Q	nosnost jeřábu	[kg]
R	základní výpočtová pevnost	[Pa]
R	reakce pod ložiskem lanového bubnu	[N]
R_1	reakce v podpoře 1	[N]
R_2	reakce v podpoře 2	[N]
R_A	reakce v ložisku A	[N]
R_B	reakce v ložisku B	[N]
R_c	reakce v podpoře c	[N]
R_d	reakce v podpoře d	[N]
R_I	reakce v podpoře I	[N]
R_{II}	reakce v podpoře II	[N]
R_o	minimální pevnost v tahu drátu ocelového lana	[Pa]
S	síla v laně	[N]
W	jízdní odpory pojízďecího ústrojí	[N]
W'	jízdní odpor poháněných pojízďecích kol	[N]
W_K	modul průřezu v krutu	[m ³]
W_O	modul průřezu v ohybu	[m ³]
Z_P	součinitel bezpečnosti lana	[-]
d_{min}	minimální průměr lana	[m]
i_k	lanový převod	[-]
i_{pp}	převodový poměr převodovky pohonu	[-]
i_{pz}	převodový poměr převodovky zdvihu	[-]
k	bezpečnost	[-]

l	délka závitové části na polovině bubnu	[m]
l_1	délka střední části bubnu	[m]
l_2	délka krajní části bubnu	[m]
l_b	celková délka bubnu	[m]
l_c	délka ložiskové rozteče lanového bubnu	[m]
l_k	délka od počátku závitové části bubnu po ložisko	[m]
l_p	délka od okraje bubnu po ložisko	[m]
m	celkový počet kol	[-]
m_1	počet nepoháněných kol	[-]
m_b	hmotnost lanového bubnu	[kg]
m_{jer}	hmotnost mostového jeřábu	[kg]
$m_{kl.}$	hmotnost kladnice	[kg]
$m_{koč}$	hmotnost jeřábové kočky	[kg]
n	počet nosných průřezů lana v lanovém systému	[-]
n_1	počet průřezů lana	[-]
n_b	otáčky lanového bubnu	[s ⁻¹]
n_{kp}	otáčky pojezdových kol jeřábové kočky	[s ⁻¹]
n_{mz}	otáčky elektromotoru zdvihu	[s ⁻¹]
n_s	synchronní otáčky	[s ⁻¹]
s	tloušťka stěny lanového bubnu	[m]
s_{bs}	brzdná dráha při spouštění břemene	[m]
s_{max}	maximální dráha do zastavení jeřábové kočky	[m]
t	stoupání drážky lanového bubnu	[m]
t_n	normalizovaná tloušťka stěny profilu č. 1	[m]
t_1	vypočtená tloušťka stěny profilu č. 1	[m]
t_{bs}	brzdná doba při spouštění břemene	[s]
t_{max}	maximální doba do zastavení jeřábové kočky	[s]
t_{rP}	doba rozběhu pojezdu	[s]
t_{rPmin}	minimální doba rozběhu pojezdu	[s]
v_p	rychlost pojezdu	[m.s ⁻¹]
v_Z	rychlost zdvihu	[m.s ⁻¹]
v_{ZS}	skutečná rychlost zdvihu	[m.s ⁻¹]
y_{max}	průhyb profilu	[m]

z	počet závitů na polovině bubnu	[-]
α	výběrový součinitel	[-]
α_2	výběrový součinitel pro vodící kladku	[-]
α_3	výběrový součinitel pro vyrovnávací kladku	[-]
α_1	výběrový součinitel pro lanový buben	[-]
γ_2	součinitel zatížení pro hmotnost celkového břemene	[-]
γ_m	součinitel odolnosti	[-]
γ_{p2}	součinitel dílčích zatížení	[-]
η_1	účinnost jedné kladky pro valivé uložení	[-]
η_b	účinnost lanového bubnu	[-]
η_C	celková účinnost pohonu	[-]
η_k	účinnost kladkostroje	[-]
η_k	účinnost lanového převodu	[-]
η_P	účinnost převodovky	[-]
σ_{dov}	dovolené napětí v ohybu	[Pa]
ΣK	součet zatížení poháněných pojížděcích kol pojezdu	[N]
σ_{mez}	mezní normálové napětí	[Pa]
σ_O	ohybové napětí	[Pa]
σ_{red}	redukované napětí	[Pa]
σ_{tl}	napětí od sevření lanem	[Pa]
τ_K	napětí v krutu	[Pa]
τ_{mez}	mezní napětí v krutu	[Pa]
Φ_2	součinitel dynamických účinků při zvedání břemene ze země	[-]

1. Úvod

Manipulace s materiálem je důležitým článkem v průmyslové výrobě. Jedná se o manipulaci s větším i menším množstvím materiálu, s břemeny různé hmotnosti, různorodých tvarů na různé vzdálenosti. Podle druhu charakteru pohybu dopravovaného materiálu rozlišujeme dopravu plynulou a dopravu jednotlivou. Pro přepravu hromadného materiálu se využívá doprava plynulá. Naopak při přepravě kusového materiálu má nejčastější využití doprava kusová.

Hlavními částmi dvounosníkového mostového jeřábu jsou dva hlavní nosníky na koncích spojené příčníky, vybavenými hnacími pojezdovými jednotkami a pojízďecími koly. Na této konstrukci pojíždí jeřábová kočka vybavená zdvihacím zařízením. Jeřábová kočka je také vybavena hnacími pojezdovými jednotkami a pojízďecími koly. Jeřábová kočka je sestavena z normalizovaných profilů, které udávají její vlastní tvar.

Cílem mé diplomové práce je návrh mostového jeřábu využívaného pro manipulaci s plechy ve výrobní hale. Jedná se o kusový materiál a pro tuto přepravu je vhodná doprava jednotlivá. Výsledkem této diplomové práce bude konstrukční návrh dvounosníkového mostového jeřábu, jeho pojezdového a zdvihového mechanismu a vhodného uchopovacího prostředku.

Práce je rozdělena do pěti hlavních částí. První část obsahuje návrh uchopovacího prostředku. Druhá část obsahuje návrh zdvihového mechanismu. Ve třetí části je proveden pevnostní návrh a konstrukce jeřábové kočky. Třetí část obsahuje návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky. Ve čtvrté části je provedena pevnostní kontrola hlavních nosníků mostového jeřábu. Pátá část obsahuje návrh pojezdu celého mostového jeřábu.

2. Rozdělení jeřábů

Mezi hlavní rozdělovací hlediska patří celkový tvar jeřábu, druh pohonu, druh pohybu, druh práce a místo použití.

Pro určení jeřábu je charakteristickým znakem jeho celkový tvar. Podle toho rozeznáváme jeřáby mostové, portálové a poloportálové, konsolové, sloupové s nehybným nebo otočným sloupem, točnicové, vozové, lanové. (9)

2.1 Rozdělení podle celkového tvaru jeřábu

jeřáby mostové

- Běžné (normální)
- Podvěsné
- Zvláštní

jeřáby konsolové

- Neotočné
- Otočné

jeřáby sloupové s nehybným nebo otočným sloupem

- Nepojízdné
 - S jednoduchým sloupem
 - Nástěnné
 - Věžové
 - Kladivové
 - Stožárové (s třínožkou nebo kotvené lany)
- Pojízdné
 - Jednodrážní (velocipedové)
 - Věžové a stožárové
 - S kyvným výložníkem

jeřáby točnicové

- S výložníkem nehybným
- S výložníkem stavitelným
- S výložníkem kyvným

jeřáby vozové

- Kolejové
- Železniční
- Automobilové
- Pásové

jeřáby lanové

- Nepojízdné
- Polopojízdné
- Pojízdné

2.2 Rozdělení podle druhu pohonu

- Ruční
- Elektrický
- Parní
- Se spalovacím motorem
- Hydraulický
- Pneumatický
- Sdružený

2.3 Rozdělení podle druhu pohybu

- Nepojízdné
- Pojízdné
- Otočné
- Plovoucí
- Se sdruženými pohyby

Nepojízdné jeřáby nemění svou polohu. Přemísťování břemene je realizováno pojezdem kočky nebo otáčením výložníku.

Pojízdné jeřáby mění svou polohu po vlastní jeřábové dráze, železniční trati nebo po komunikacích či terénu.

U otočných jeřábů je přemísťování břemene realizováno otáčením na proměnném nebo neproměnném vyložení. Jsou konstruovány jako pojízdné i nepojízdné.

Plovoucí jeřáby se přemísťují po vodě vlastní silou nebo ve vleku. Břemena přemísťují sdruženými pohyby. Jeřáby se sdruženými pohyby vykonávají přemístění břemene kombinacemi dvou nebo více pracovních pohybů. (9)

2.4 Rozdělení podle druhu práce a místa použití

- Montážní
- Dílenské a skladištní
- Hutní
- Nádvorní a skládkové
- Stavební
- Železniční
- Přístavní
- V loděnicích
- Plovoucí

3. Mostové jeřáby

Mostovými jeřáby nazýváme ty druhy jeřábů, u nichž nosnou ocelovou konstrukcí tvoří jeřábový most, pojíždějící po vyvýšené jeřábové dráze. Nahoře na mostě, uvnitř nebo i dole, pojíždí jeřábová kočka, výjimečně podvozek s otočným výložníkem.

Podle tvaru nebo účelu rozeznáváme mostové jeřáby:

- Běžné (normální)
- Drapákové a magnetové
- Zvláštní konstrukce
- Hutní

Základní parametry pro mostové jeřáby jsou:

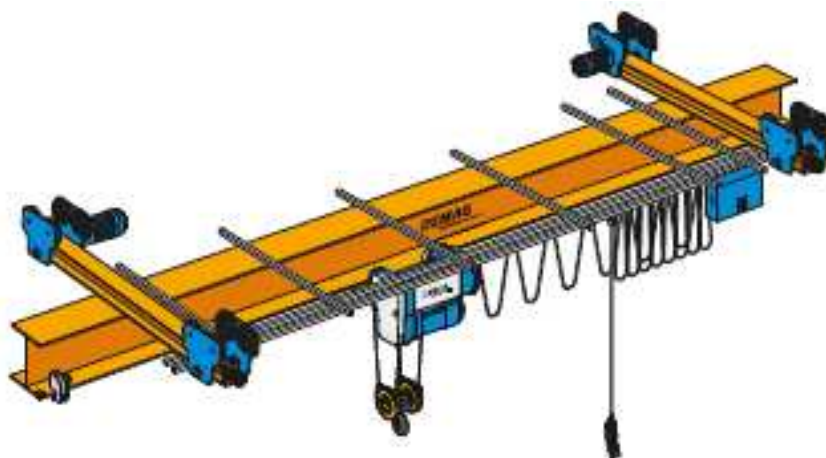
- Nosnost
- Modulové rozpětí lodi (haly), eventuálně rozpětí jeřábu
- Pracovní rychlosti
 - Zdvihu
 - Pojezdu kočky (kladkostroje)
 - Pojezdu mostu
- Výška zdvihu

Podle druhu pohonu bývají tyto jeřáby nejčastěji elektrické, s mechanickými nebo hydraulickými převody. Podle pracovního místa mohou být dílenské, montážní, nádvorní, hutní apod.

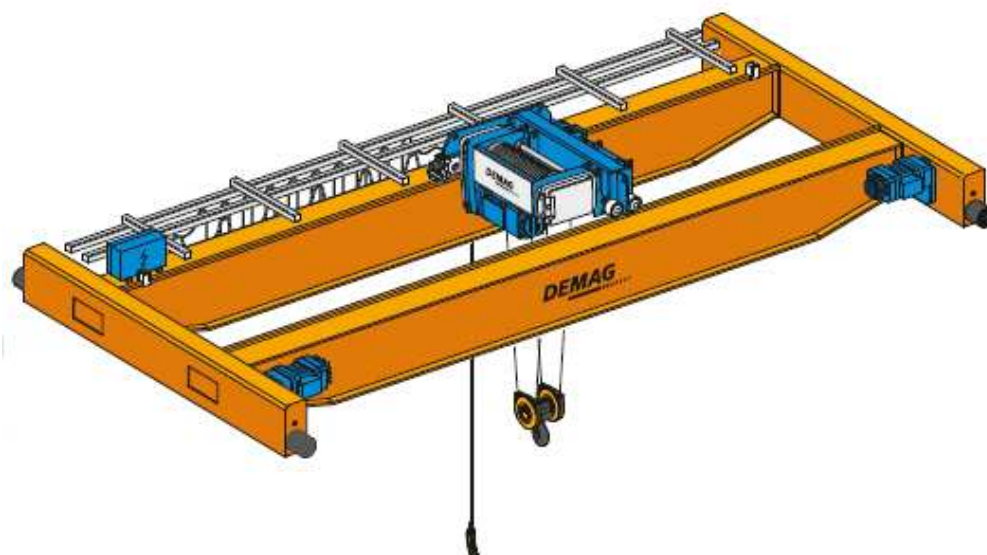
U běžných mostových jeřábů se břemeno zdvihá vždy hákem, ať již pomocí vázacích prostředků, nebo břemenového magnetu či drapáku, zavěšeného na háku.

Běžné mostové jeřáby pojíždějí po horních plochách kolejnic jeřábové dráhy a mohou být jednonosníkové nebo vícenosníkové. (9)

Mostové jeřáby



Obr. 3.1 - Jednonosníkový mostový jeřáb (10)



Obr. 3.2 - Dvounosníkový mostový jeřáb (10)

4. Uchopovací prostředky

Břemena přemísťujeme technickými zařízeními, která nazýváme obecně manipulačními prostředky. Každé přemísťování materiálu, tedy manipulace s těmito materiály je v podstatě problémem jejich uchopení a nesení, tedy dopravy.

Rozdělení manipulačních prostředků

- Pro vázání, zavěšení a uchopení břemen
- Dopravní a zdvihací

Břemena se přemísťují

- S ohledem na polohu (přemístění mezi pracovišti)
- Bez ohledu na polohu (montáž konstrukčních dílů)

Způsob uchopení je ovlivněn způsobem nesení břemene, který určuje druh manipulace

- Ložná (břemeno je nesené na vidlicích, resp. na podložce)
- Závěsná (břemeno je zavěšeno na háku zdvihadla)

Předpokládáme 3 základní druhy materiálů, se kterými se manipuluje (11)

- Tekutiny
- Sypké hmoty
- Pevná břemena

Základní požadavky na uchopovací prostředky

- Rychle uchopit břemeno
- Snadno uchopit břemeno
- Nepoškožovat břemeno ani sebe
- Nízká vlastní hmotnost
- Zaručovat bezpečnost provozu
- Zaručovat co nejméně práce vazačů

Rozdělení dle způsobu ovládání

- Ruční (vázací lana a řetězy)
- Mechanické (kleště, drapáky, přísavky)
- Automatické (břemenové elektromagnety)

Rozdělení dle konstrukčního provedení (5)

- Vazáky (vázací lana a vázací řetězy)
- Traverzy
- Závěsy
- Svěrky
- Kleště
- Břemenové elektromagnety
- Nádoby
- Drapáky
- Vakuová chapadla (přísavky)
- Uchopovací prostředky pro kontejnery (spreadry)

Bezpečnost při uchopování břemen

Nejvíce úrazů při manipulaci s břemeny je způsobeno převážně chybami při vázání a uchopování břemen, a proto je na místě se uchopováním břemen intenzivně zabývat. Z praxe vyplývá, že nejvíce úrazů v jeřábové dopravě vzniká při uchopování a vázání břemene. Technickými opatřeními nelze řešit všechna rizika při uchopování, vázání a zavěšování břemen na hák. Tyto úkony jsou zejména ovlivněny člověkem (obsluhovatelem). Při vázání břemene se projevuje vliv člověka (obsluhovatele) v takovém rozsahu, který vymezuje technická úroveň uchopovacího či vázacího prostředku. Uchopovací prostředek, ve kterém jsou rizika řešena technickými opatřeními, nedává obsluze na výběr vykonat jinou činnost, než učinit to, co je vyznačeno výrobcem v návodu k použití. Z toho vyplývá, že míra nebezpečnosti vázání břemene je přímo úměrná univerzálnosti vázacího prostředku. (11)

5. Návrh uchopovacího prostředku

Jedná se o uchopovací prostředek pro manipulaci s plechy.

Vázací řetězy

Jedná se o nekalibrované řetězy, na jejichž koncích bývají umístěny oka nebo háky, přizpůsobené pro daná břemena. Nosnost vázacích řetězů závisí na způsobu uzavírání a úhlu jejich rozevření

Používají se především na uchycení horkých břemen.

Vázací lana

Jedná se o lana ocelová nebo konopná.

Ocelová lana

Vyrábějí se v provedení s oky nebo jako bezkoncová. Jejich hmotnost je nižší než u řetězů. Na rozdíl od řetězů se náhle nepřetrhnou. Při kontaktu s ostrými hranami je musíme chránit zvláštními chrániči nebo vložkami.

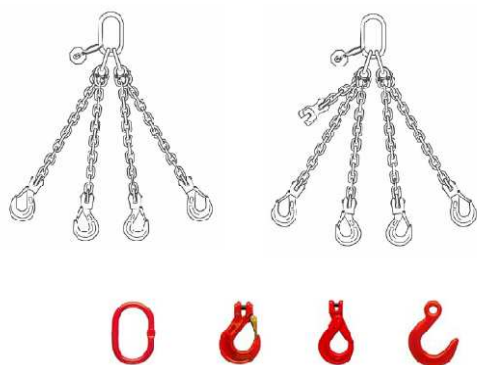
Ocelová lana mají využití především pro vázání těžkých břemen zaobleného tvaru. Neměli by ohýbat přes hrany s poloměrem menším než je 2,5 násobek lana.

Pro zavěšení svazku plechů se často využívá plochého lana, za použití chráničů hran, zabráňujícím jejich poškození. (12)

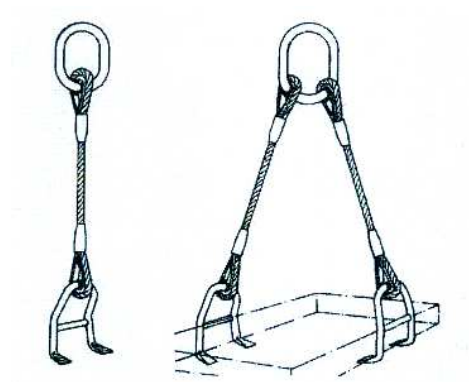
Konopná lana

Používají se zejména pro vázání kusových břemen. Nepoškozují přepravovaný materiál. Ze všech vázacích prostředků mají nejnižší hmotnost. Oproti ocelovým lanům mají nižší únosnost, ale jsou ohebnější. Pokud jsou konopná lana mírně vlhká, tak mají nejvyšší únosnost. (12)

Vázací řetězy a ocelová lana



Obr. 5.1 - Vázací řetězy (13)



Obr. 5.2 - Vázací lana s háky na plech (14)

Horizontální nosiče plechů

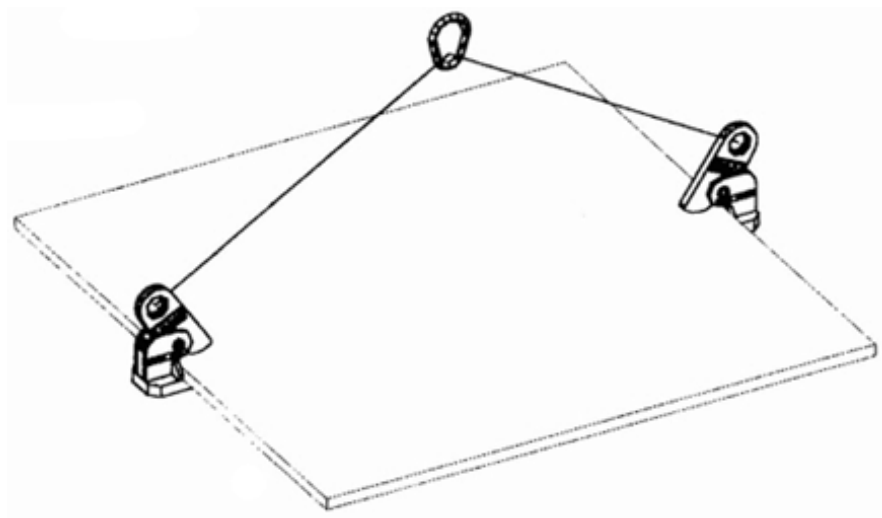
- Nosič plechů NPH

Uchopení tabule plechu je realizována za protilehlé okraje na delších stranách. Maximální úhel větve vazacího prostředku činí 120 stupňů.



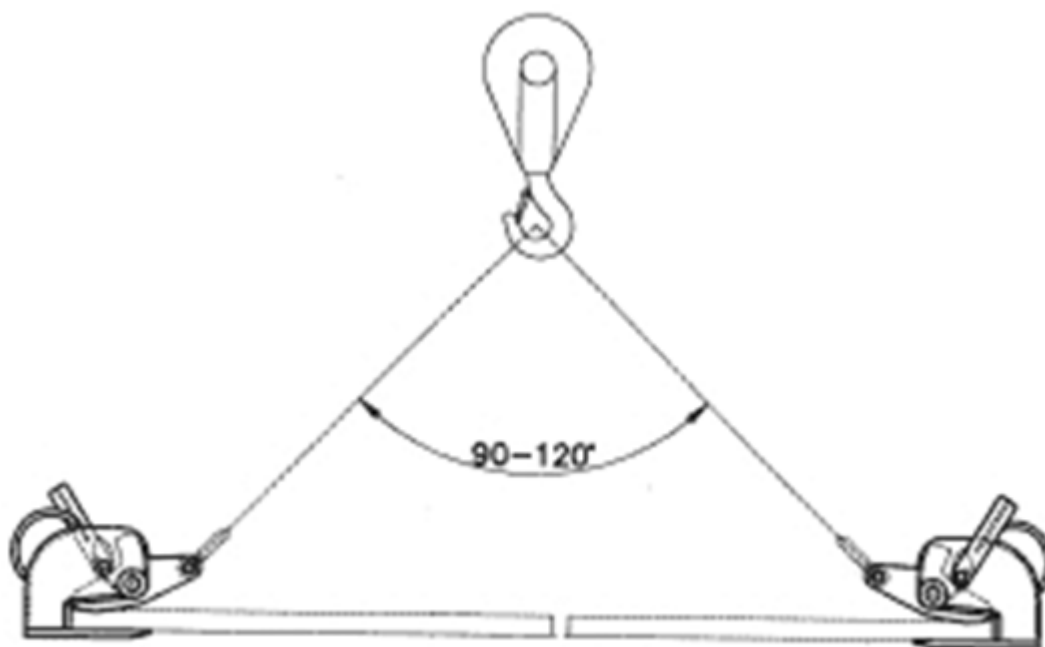
Obr. 5.3 - Nosič plechů NPH (15)

- Uchopení tabule plechu nosičem NPH



Obr. 5.4 - Uchopení tabule plechu nosičem NPH (15)

Maximální úhel větve vázacího prostředku



Obr. 5.5 - Maximální úhel větve vázacího prostředku (15)

- **Nosič plechů dvojitý NPH2**

Skládá se ze dvou dvojic svěrek, které jsou spojeny vázacím lanem s jeřábovou traverzou.

- **Nosič plechů NPHU**



Obr. 5.6 - Nosič plechů NPHU (15)

Vertikální nosiče plechů

- **Nosič plechů NPV**

Tento nosič drží tabuli plechu třením vyvozeným mezi jednou pevnou a druhou pohyblivou čelistí. Pohyblivá čelist je tvořena vačkou, která je otočně uložena v tělese nosiče a je unášena do záběru pákovým mechanismem, spojeným se závěsným okem.(15)



Obr. 5.7 - Nosič plechů NPV (15)

Břemenové magnety

- Elektropermanentní břemenové magnety
- Bateriové břemenové magnety
- Permanentní břemenové magnety

Elektropermanentní magnety

Je to permanentní magnet. Jeho aktivace je realizována proudovým impulsem. Délka proudového impulsu činí 1 až 2 sekundy. Odstranění magnetické síly je možné pouze dalším proudovým impulsem. Obsluha je možná ze země i z jeřábu.

Nosnost do 900 [kg].



Obr. 5.8 - Elektropermanentní magnet (15)

Bateriové břemenové magnety

V tělese magnetu je zabudována nabíječka akumulátoru i s dálkovým ovládáním. Magnet je nezávislý na proudové síti. Maximální zdvihací výkon 5000 [kg]. Akumulátor se nabíjí přibližně 12 hodin a pracovní doba tohoto elektromagnetu je asi 8 hodin.

Permanentní břemenové magnety

Jsou určeny k závěsné manipulaci s jednotlivými břemeny z feromagnetického materiálu s rovnou nebo kulatou čistou uchopovací plochou (plechy, výpalky, kulatiny apod.). Zavěšují se na hák jeřábu a nejsou závislé na zdroji elektrické energie. Pomocí páky je realizováno odpojení břemene. (15)

Permanentní břemenové magnety



Obr. 5.9 - Permanentní břemenový magnet (15)



Obr. 5.10 - Břemenový systém s vahadly (15)

Jeřábové traverzy

Používají se především u velkých a těžkých břemen, u kterých většinou převládá jeden rozměr. Používají se i u břemen, které mění při zavěšení svou polohu. Jeřábové traverzy také využíváme u obzvláště těžkých břemen přepravovaných dvěma směry. (12)

- **Jednoduchá jeřábová traverza**

Je určena pro manipulaci s dlouhými profily. Traverzu tvoří nosník, v jehož středu je umístěno závěsné oko pro zavěšení jeřábové traverzy na hák jeřábu. Na konci traverzy se nacházejí závěsné háky pro uchycení vazacích prostředků. (16)

- **Dvojitá jeřábová traverza**

Je určena pro manipulaci s různě dlouhými tyčemi nebo svazky profilů. Traverza je tvořena základním nosníkem, v jehož středu je čep nebo oko pro zavěšení jeřábové traverzy na hák jeřábu a dvěma výsuvnými díly nosníku s háky na vnějších koncích pro uchycení vázacího prostředku. Tyto výsuvné díly jsou vzájemně mechanicky propojeny, přemísťují se plynule a vázaně. (16)

Jeřábové traverzy



Obr. 5.11 - Jeřábová traverza jednoduchá lehká (17)



Obr. 5.12 - Jeřábový traverza jednoduchá rozpěrná (17)

Vakuová chapadla (přísavky)

Zařízení tvoří nosný rám, většinou ve tvaru skříňového nosníku, zavěšeného na hák jeřábu, na nějž se dají zavěsit a podle potřeby přestavit jednotlivé přísavky. Uprostřed příčnicku se nachází vývěva, poháněná elektromotorem nebo naftovým motorem, vakuová nádrž, několikacestný solenoidový ventil, filtry, vakuometr, signalizační a ovládací zařízení, které umožňuje rychlé odpojení přísavky od materiálu. Konstrukce vakuových chapadel je řešena tak, aby celková hmotnost zařízení měla co nejmenší vlastní hmotnost. Počet přísavek musí být přímo úměrný velikosti zatížení. Přísavky mohou být horizontální i vertikální. Při přerušení dodávky elektrického proudu musí výška vakua ve vakuových nádržích a normálních podmínkách stačit alespoň dalších 30 minut. (12)

Vakuová uchopovací zařízení jsou v provedení:

- **Deskové** (přísavné desky a sklopný zavěs, který umožňuje přepravu i ve svislé poloze)
- **Kotoučové** (nosný rám, sklopný závěs a řady přísavných kotoučů)
- **Jediná přísavka pro dopravu krátkých a nepříliš těžkých předmětů** (přímo na ní je umístěna vývěva s elektromotorem)



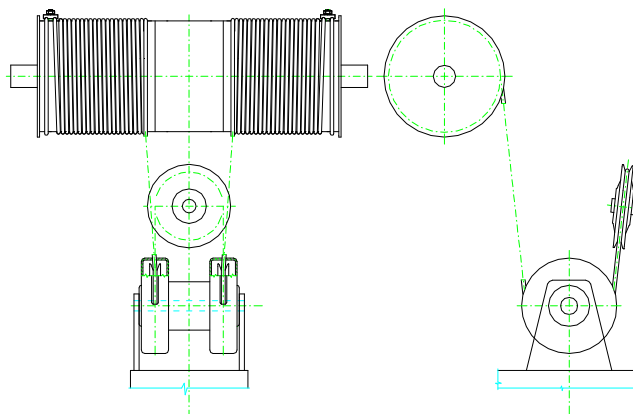
Obr. 5.13 - Vakuová chapadla (18)

5.1 Volba uchopovacího prostředku

Z důvodu nízkých pořizovacích nákladů, jednoduché konstrukce a snadného způsobu vázání břemene, volím vázací lana s háky na plech, viz obr. 5.2.

6. Návrh zdvihového ústrojí

Návrh lanového systému



Obr. 6.1 - Schéma lanového systému

Zvolil jsem lanový závěs viz obr. 6.1 s lanovým převodem 4/2 ($i_k=2$). Lano je vedeno z lanového bubnu přes kladnici s dvěma vodícími kladkami na vyrovnávací kladku, která je připevněna k rámu kočky.

6.1 výpočet lana

Výpočet ocelového lana je proveden podle (8).

účinnost kladkostroje

$$\eta_k = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (6.1)$$

$$\eta_k = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_k = 0,97$$

$\eta_1 = 0,98$... účinnost jedné kladky pro valivé uložení

$n = 4$... počet nosných průřezů lana v lanovém systému

η_k ... účinnost kladkostroje

síla v laně

$$S = \frac{(Q + m_{kl})}{n \cdot \eta_k} \cdot g \quad (6.2)$$
$$S = \frac{(15000 + 375)}{4 \cdot 0,97} \cdot 9,81$$
$$S = 38857 \text{ [N]}$$

$n = 4$... počet nosných průřezů

$Q = 15000 \text{ [kg]}$... nosnost jeřábu

$m_{kl} = 375 \text{ [kg]}$... hmotnost kladnice

minimální průměr lana

V postupu při výpočtu minimálního průměru lana vycházím dle (1).

$$d_{\min} = C \cdot \sqrt{S} \quad (6.3)$$
$$d_{\min} = 0,084 \cdot \sqrt{38857}$$
$$d_{\min} = 16,47 \text{ [mm]}$$

součinitel výběru lana

$$C = \sqrt{\frac{Z_P}{K' \cdot R_o}} \quad (6.4)$$
$$C = \sqrt{\frac{4,1}{0,332 \cdot 1770}}$$
$$C = 0,084$$

K' ... součinitel minimálního nutného zatížení konstrukce lana (8)

Z_P ... součinitel bezpečnosti lana (8)

$R_o = 1770 \text{ [MPa]}$... minimální pevnost v tahu drátu lana (8)

minimální únosnost lana

$$F_o = Z_p \cdot S \quad (6.5)$$

$$F_o = 4,1 \cdot 38857$$

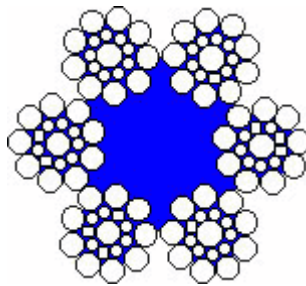
$$F_o = 159315,5 \text{ [N]} \leq F_{o_{tab}} = 222000 \text{ [N]}$$

Podle vypočtených hodnot volím dle (7) lano typu SEAL průměru 18mm.

6 x 19 = 114 drátů

Příklady použití lana:

lano rypadlová, pro těžké provozní podmínky, jeřábová, vrtná.



Obr. 6.2 - Jeřábové lano šestiramenné-SEAL (114 drátů) (7)

6.2 Stanovení rozměrů bubnu a kladek

Průměry lanových bubnů a kladek navrhují podle (2)

$$D = \alpha \cdot d \quad (6.6)$$

Počet pracovních cyklů 18 až 30 za hodinu, I. skupina.

$\alpha_1 = 18$... výběrový součinitel pro buben

$\alpha_2 = 20$... výběrový součinitel pro vodící kladku

$\alpha_3 = 14$... výběrový součinitel pro vyrovnávací kladku

Lano přebíhá přes více jak dvě kladky proto připočítáváme $\alpha + 2$.

minimální průměr bubnu

$$\begin{aligned}D_{b\min} &= (\alpha_1 + 2) \cdot d \\D_{b\min} &= (18 + 2) \cdot 18 \\D_{b\min} &= 360 \text{ [mm]}\end{aligned}\tag{6.7}$$

Z doporučené řady průměrů bubnů (2), z konstrukčních důvodů a kvůli příznivějšímu namáhání lana volím průměr lanového bubnu $D_b = 400$ [mm].

minimální průměr vodících kladek

$$\begin{aligned}D_{v\min} &= (\alpha_2 + 2) \cdot d \\D_{v\min} &= (20 + 2) \cdot 18 \\D_{v\min} &= 396 \text{ [mm]}\end{aligned}\tag{6.8}$$

Z doporučené řady průměrů kladek (2) volím průměr vodící kladky $D_v = 400$ [mm].

minimální průměr vyrovnávacích kladek

$$\begin{aligned}D_{r\min} &= \alpha_3 \cdot d \\D_{r\min} &= (14 + 2) \cdot 18 \\D_{r\min} &= 288 \text{ [mm]}\end{aligned}\tag{6.9}$$

Z doporučené řady průměrů kladek (2) volím průměr vyrovnávací kladky $D_r = 315$ [mm].

6.3 Návrh rozměrů lanového bubnu**délka lana navíjená na polovinu bubnu**

$$\begin{aligned}L &= H \cdot i_k \\L &= 7,2 \cdot 2 \\L &= 14,4 \cong 15 \text{ [m]}\end{aligned}\tag{6.10}$$

počet závitů na polovině bubnu

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 3 \quad (6.11)$$

$$z = \frac{15}{\pi \cdot 0,4} + 3$$

$$z \cong 15$$

délka závitové části na polovině bubnu

$$l = z \cdot t \quad (6.12)$$

$$l = 15 \cdot 20$$

$$l = 300 \text{ [mm]}$$

$t = 20 \text{ [mm]}$... stoupání drážky lanového bubnu (5)

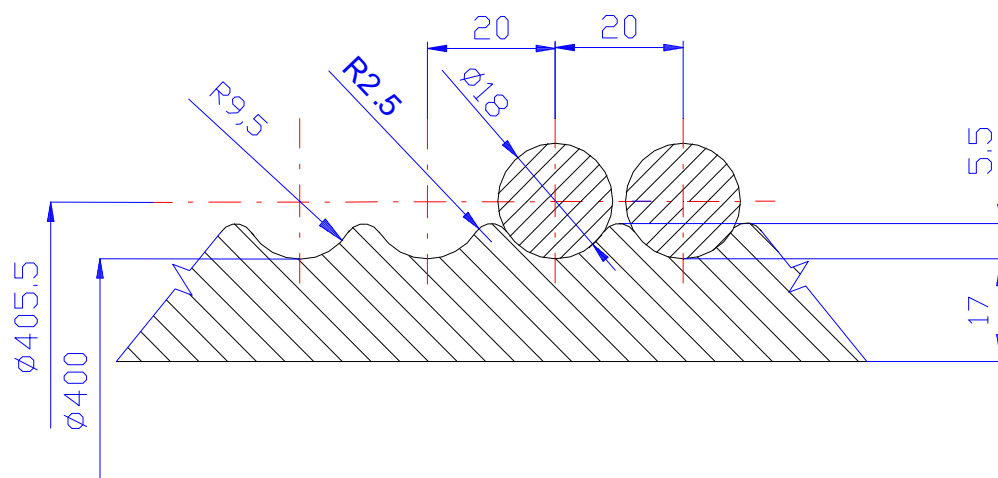
tloušťka stěny lanového bubnu

$$s = 0,03 \cdot D_b + 5 \quad (6.13)$$

$$s = 0,03 \cdot 400 + 5$$

$$s = 17 \text{ [mm]}$$

Nejmenší tloušťka stěny je 10 až 12 [mm].

Profil lanových drážek na bubnu

Obr. 6.3 - Profil lanových drážek na bubnu

celková délka bubnu

$$l_b = 2 \cdot (l + l_2) + l_1 \quad (6.14)$$

$$l_b = 2 \cdot (300 + 80) + 400$$

$$l_b = 1160 \text{ [mm]}$$

$l_1 = 400 \text{ [mm]}$... délka střední části bubnu, odpovídá rozteči vodících kladek

$l_2 \approx 4 \cdot t = 4 \cdot 20 = 80 \text{ [mm]}$... délka krajní části bubnu

6.4 Namáhání lanového bubnu

Lanový buben zatěžují tahové síly v obou větvích lana, krouticí moment a vnější přetlak od sevření lanem. Kvůli zahrnutí dynamických vlivů při zvedání břemene jsem vynásobil tahové síly namáhající buben součinitelem zatížení pro zvedané břemeno ze země a součinitelem dílčích zatížení.

maximální síla v místě náběhu na lanový buben

$$F_{\max} = S \cdot \gamma_2 \quad (6.15)$$

$$F_{\max} = 38857 \cdot 1,474$$

$$F_{\max} = 57275,9 \text{ [N]}$$

součinitel zatížení pro hmotnost celkového břemene

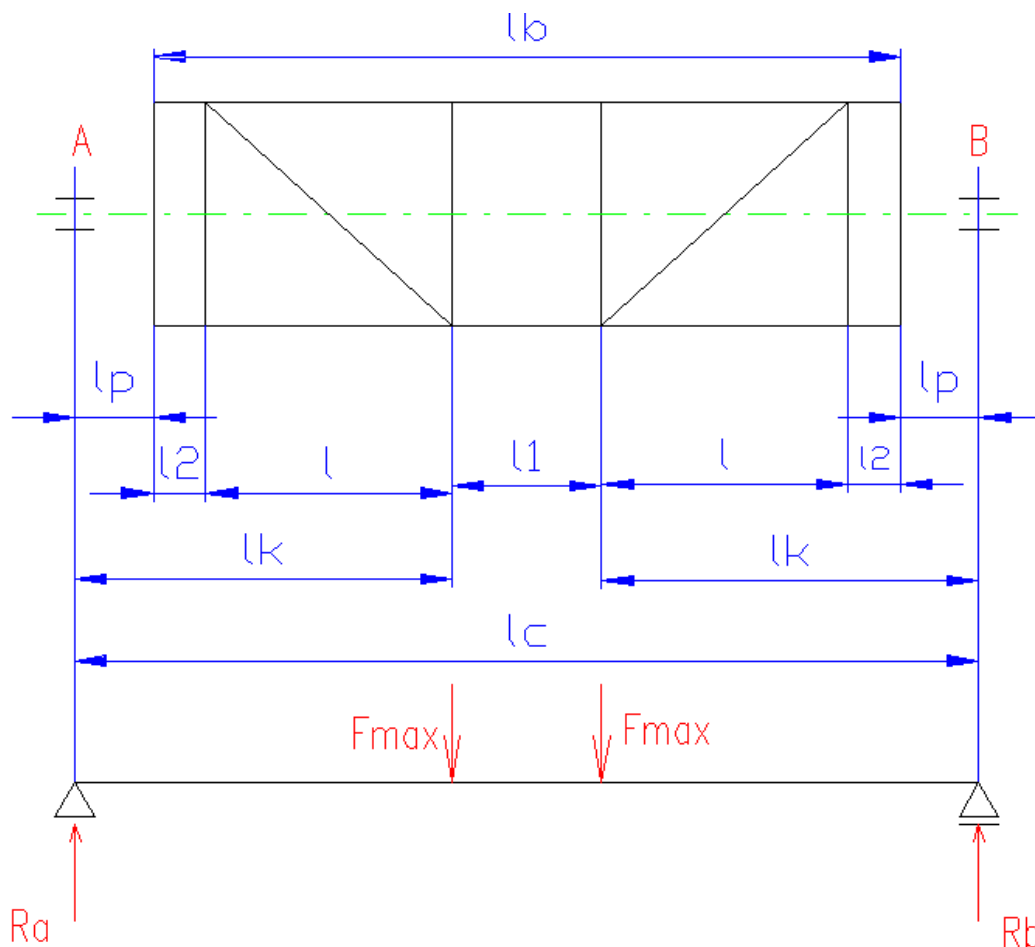
$$\gamma_2 = \gamma_{p2} \cdot \phi_2 \quad (6.16)$$

$$\gamma_2 = 1,34 \cdot 1,1$$

$$\gamma_2 = 1,474$$

$\gamma_{p2} = 1,34$... součinitel dílčích zatížení (3)

$\phi_2 = \phi_{2\min} = 1,1$... součinitel dynamických účinků při zvedání břemene ze země (3)

Zatížení lanového bubnu*Obr. 6.4 - Zatížení lanového bubnu***rozměry lanového bubnu**

$l_b = 1160$ [mm] ... délka lanového bubnu

$l_1 = 400$ [mm] ... délka střední části bubnu

$l_2 = 80$ [mm] ... délka krajní části bubnu

$l = 300$ [mm] ... délka závitové části poloviny bubnu

$l_k = 530$ [mm] ... délka od počátku závitové části bubnu po ložisko

$l_c = 1460$ [mm] ... délka ložiskové rozteče lanového bubnu

$l_p = 150$ [mm] ... délka od okraje bubnu po ložisko

reakce v ložiskových tělesech

Reakce v ložiskových tělesech určím z momentové a silové rovnováhy na lanovém bubnu.

reakce v ložisku B

$$\sum M_A = 0 \quad (6.17)$$

$$F_{\max} \cdot l_k + F_{\max} \cdot (l_k + l_1) - R_B \cdot l_c + m_b \cdot g \cdot \frac{l_c}{2} = 0$$

$$R_B = \frac{F_{\max} \cdot l_k + F_{\max} \cdot (l_k + l_1) - m_b \cdot g \cdot \frac{l_c}{2}}{l_c}$$

$$R_B = \frac{57275,9 \cdot 0,53 + 57275,9 \cdot (0,53 + 0,4) - 250 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,46}{2}}{1,46}$$

$$R_B = 56049,6 \text{ [N]}$$

$m_b = 250 \text{ [kg]}$... hmotnost lanového bubnu

reakce v ložisku A

$$R_A = R_B = 56049,6 \text{ [N]} \quad (6.18)$$

maximální ohybový moment

$$M_{o\max} = R_A \cdot l_k \quad (6.19)$$

$$M_{o\max} = 56049,6 \cdot 0,53$$

$$M_{o\max} = 29706,3 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

maximální kroutící

$$M_{k\max} = 2 \cdot F_{\max} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (6.20)$$

$$M_{k\max} = 2 \cdot 56049,6 \cdot \frac{0,4}{2}$$

$$M_{k\max} = 22910,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

mezní normálové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{mez} &= \frac{R}{\gamma_m} \\ \sigma_{mez} &= \frac{235}{1,1} \\ \sigma_{mez} &= 213,6 \text{ [MPa]}\end{aligned}\tag{6.21}$$

$R = 235 \text{ [MPa]}$... základní výpočtová pevnost (8)

$\gamma_m = 1,1$... součinitel odolnosti (3)

mezní napětí v krutu

$$\begin{aligned}\tau_{mez} &= 0,6 \cdot \sigma_{mez} \\ \tau_{mez} &= 0,6 \cdot 213,6 \\ \tau_{mez} &= 128,2 \text{ [MPa]}\end{aligned}\tag{6.22}$$

ohybové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{mez} \\ \sigma_o &= \frac{29706,3}{0,0019} \\ \sigma_o &= 15,81 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{mez} = 214 \text{ [MPa]} \text{ ... vyhovuje}\end{aligned}\tag{6.23}$$

modul průřezu v ohybu

$$\begin{aligned}W_o &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d_1^4}{D} \\ W_o &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,4^4 - 0,366^4}{0,4} \\ W_o &= 0,0019 \text{ [m}^3\text{]}\end{aligned}\tag{6.24}$$

$$d_1 = D - 2 \cdot s = 0,4 - 2 \cdot 0,017 = 0,366 \text{ [m]}$$

napětí od sevření lanem

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{\max}}{s \cdot t} \leq \sigma_{mez} \quad (6.25)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{57275,8}{0,017 \cdot 0,02}$$

$$\sigma_{tl} = 168,5 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{mez} = 214 \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje}$$

napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{k\max}}{W_k} \leq \tau_{mez} \quad (6.26)$$

$$\tau_k = \frac{22910,4}{0,0038}$$

$$\tau_k = 6,1 \text{ [MPa]} \leq \tau_{mez} = 128,2 \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje}$$

modul průřezu v krutu

$$W_k = 2 \cdot W_o \quad (6.27)$$

$$W_k = 2 \cdot 0,0019$$

$$W_k = 0,0038 \text{ [m}^3\text{]}$$

redukované napětí podle pevnostní hypotézy h-m-h

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{mez} \quad (6.28)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{15,8^2 + 168,5^2 - 15,8 \cdot 168,5 + 3 \cdot 6,1^2}$$

$$\sigma_{red} = 161,2 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{mez} = 214 \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje}$$

Lanový buben pevnostně vyhověl.

7. Výpočet pohonu zdvihu

Lanový buben je poháněn elektromotorem s převodovkou a vestavěnou brzdou.

V postupu výpočtu vycházím dle (8).

7.1 Volba hnacího elektromotoru

celkový potřebný výkon

$$P_z = \frac{(Q + m_{kl} + n_1 \cdot H_c \cdot m_L) \cdot g \cdot v_z}{\eta_c} \quad (7.1)$$

$$P_z = \frac{(15000 + 375 + 4 \cdot 7,2 \cdot 1,16) \cdot 9,81 \cdot 0,052}{0,903}$$

$$P_z = 8,7 \text{ [kW]}$$

Volím elektromotor s převodovkou a vestavěnou brzdou od firmy DEMAG s výkonem 9,2 [kW].

celková účinnost pohonu

$$\begin{aligned} \eta_c &= \eta_p \cdot \eta_b \cdot \eta_k \\ \eta_c &= 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \\ \eta_c &= 0,903 \end{aligned} \quad (7.2)$$

$\eta_p = 0,97$... účinnost převodovky (19)

$\eta_b = 0,96$... účinnost lanového bubnu (6)

$\eta_k = 0,97$... účinnost lanového převodu (6)

jmenovitý výkon	moment setrvačnosti	otáčky	účinnost	účinník	jmenovitý proud při 400 [V]
[kW]	[kg.m ²]	[min ⁻¹]	[%]	[-]	[A]
9,2	0,049	960	87,5	0,74	24,5
jmenovitý moment	poměrný záběrný moment	poměrný záběrný proud	poměrný moment zvratu	hmotnost	
[N.m]	[Mz/Mn]	[Ik/In]	[Mmax/Mn]	[kg]	
109	2,3	4,8	2,6	102	

Tab. 7.1 – Technické parametry motoru zdvihu

Motor zdvihu s převodovkou a brzdou

Obr. 7.1 - Motor zdvihu s převodovkou a brzdou DEMAG (10)

7.2 Návrh převodovky zdvihu

převodový poměr převodovky

$$i_{pZ} = \frac{n_{mz}}{n_b} \quad (7.3)$$

$$i_{pZ} = \frac{960}{4,97}$$

$$i_{pZ} = 193,2$$

otáčky lanového bubnu

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} \quad (7.4)$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 0,052}{\pi \cdot 0,4}$$

$$n_b = 0,0822 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (2.4)$$

7.3 Skutečná rychlost zdvihu

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_{mz}}{i_k \cdot i_{pz}} \quad (7.5)$$

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 960}{2 \cdot 193,2}$$

$$v_{zs} = 3,1 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

7.4 Návrh spojky

výpočtový krouticí moment spojky M_V

$$M_V = K \cdot M \quad (7.6)$$

$$M_V = 2,6 \cdot 91,5$$

$$M_V = 237,9 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

přenášený krouticí moment

$$M = \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot n_{mz}} = \frac{9200}{2 \cdot \pi \cdot 16} = 91,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (7.7)$$

K ... provozní součinitel (19)

Volím spojku velikosti 0,08 od firmy PSP pohony.

velikost	jmenovitý točivý moment	max. otáčky	hmotnost
[-]	[N.m]	[min ⁻¹]	[kg]
0,08	560	3000	18,5

Tab. 7.2 – Technické parametry pružné spojky

7.5 Stanovení skutečné doby rozběhu

Při rozběhu motoru musí záběrný moment překonat statický moment od zvedaných částí, dynamické momenty od posuvných a rotačních hmot, proto vycházíme z pohybové rovnice pro zvedání břemene:

$$M_Z = M_{st} + M_i$$

statický moment zdviháných částí redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{(Q + m_{kl} + n_1 \cdot H_c \cdot m_L) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_{PS} \cdot \eta_C} \quad (7.8)$$

$$M_{st} = \frac{(15000 + 375 + 4 \cdot 7,2 \cdot 1,16) \cdot 9,81 \cdot 0,4}{2 \cdot 2 \cdot 194,58 \cdot 0,903}$$

$$M_{st} = 85,819 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

inerční moment všech pohyblivých hmot soustavy

$$M_i = (1,3 \cdot J_1 + J_3) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mZ}}{t_{rZ}} \quad (7.9)$$

$$M_i = (1,3 \cdot 0,049 + 0,0045) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16}{t_{rZ}}$$

$$M_i = \frac{6,86}{t_{rZ}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

moment setrvačnosti motoru

$$J_1 = 0,049 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

moment setrvačnosti posuvných hmot redukováných na hřídel motoru

$$J_3 = \frac{(Q + m_{kl} + n_1 \cdot H_c \cdot m_L) \cdot v_{zs}^2}{(2 \cdot \pi \cdot n_{mZ})^2 \cdot \eta_{Cz}} \quad (7.10)$$

$$J_3 = \frac{(15000 + 375 + 4 \cdot 7,2 \cdot 1,16) \cdot 0,052^2}{(2 \cdot \pi \cdot 16)^2 \cdot 0,903}$$

$$J_3 = 0,0045 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

Momenty setrvačnosti ostatních rotujících hmot (lanový buben, ložiska, atd.) jsou poměrně malé a do výpočtu se zahrnují součinitelem 1,3. (6)

záběrný moment motoru

$$M_z = 0,7 \cdot \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot n_{mz}} \quad (7.11)$$

$$M_z = 0,7 \cdot 2,6 \cdot \frac{9200}{2 \cdot \pi \cdot 16}$$

$$M_z = 166,56 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

doba rozběhu

Dosazením do pohybové rovnice za jednotlivé momenty získáme dobu rozběhu.

$$M_z = M_{st} + M_i \quad (7.12)$$

$$166,56 = 85,82 + \frac{6,86}{t_{rZ}}$$

$$t_{rZ} = \frac{6,86}{166,56 - 85,82}$$

$$t_{rZ} = 0,085 \text{ [s]}$$

7.6 Stanovení potřebného brzdného momentu

Pohybová rovnice pro případ spouštění břemene

$$M_b = M_{st} + M_i \quad (7.13)$$

potřebný brzdný moment redukováný na hřídel motoru

$$M_b = \beta \cdot M_{st} \cdot \eta_C^2 \quad (7.14)$$

$$M_b = 1,75 \cdot 85,819 \cdot 0,903^2$$

$$M_b = 122,53 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$\beta = 1,75$... součinitel bezpečnosti brzdy (10)

statický moment při brzdění redukováný na hřídel motoru

$$M'_{st} = M_{st} \cdot \eta_C^2 \quad (7.15)$$

$$M'_{st} = 85,819 \cdot 0,903^2$$

$$M'_{st} = 70,02 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

inerční moment při brzdění

$$M'_i = (1,3 \cdot J_1 + J_{3b}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mZ}}{t_b} \quad (7.16)$$

$$M'_i = (1,3 \cdot 0,049 + 0,0037) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16}{t_{bS}}$$

$$M'_i = \frac{6,77}{t_{bS}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

moment setrvačnosti posuvných hmot

$$J_{3b} = J_3 \cdot \eta_C^2 \quad (7.17)$$

$$J_{3b} = 0,0045 \cdot 0,903^2$$

$$J_{3b} = 0,0037 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

7.7 Brzdná doba při spouštění břemene

$$t_{bS} = (1,3 \cdot J_1 + J_{3b}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot (2 \cdot n_s - n_{mZ})}{M_b - M_{st}} \quad (7.18)$$

$$t_{bS} = (1,3 \cdot 0,049 + 0,0037) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot (2 \cdot 16,67 - 16)}{122,53 - 70,02}$$

$$t_{bS} = 0,14 \text{ [s]}$$

synchronní otáčky

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p \cdot 60} \quad (7.19)$$

$$n_s = 16,67 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

7.8 Brzdná dráha při spouštění břemene

$$s_{bS} = v_{zS} \cdot t_{bS} \quad (7.20)$$

$$s_{bS} = 0,052 \cdot 0,14$$

$$s_{bS} = 0,0072 \text{ [m]}$$

7.9 Brzdná doba při zvedání břemene

$$t_{bZ} = (1,3 \cdot J_1 + J_{3b}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mZ}}{M_{bsk} - M_{st}} \quad (7.21)$$

$$t_{bZ} = (1,3 \cdot 0,049 + 0,0037) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16}{122,53 + 70,02}$$

$$t_{bZ} = 0,13 \text{ [s]}$$

7.10 Brzdná dráha při zvedání břemene

$$s_{bZ} = v_{zS} \cdot t_{bZ} \quad (7.22)$$

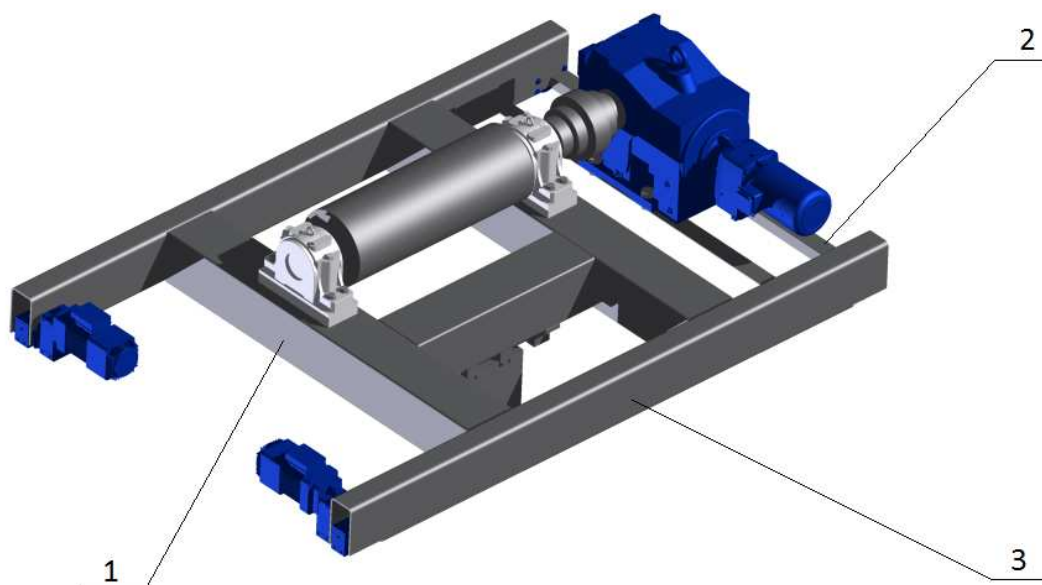
$$s_{bZ} = 0,052 \cdot 0,13$$

$$s_{bZ} = 0,0067 \text{ [m]}$$

8. Návrh konstrukce jeřábové kočky

Jako hlavní prvky konstrukce jeřábové kočky jsem zvolil duté čtvercové a obdélníkové profily. Profily jsou namáhány na ohyb. Hlavní zatížení nosníků je od zdvihaného či spouštěného břemene s maximální možnou hmotností pro danou nosnost. Dále jsou nosníky zatěžovány hmotností lanového bubnu, ocelového lana, vyrovnávací lanové kladky, pružné spojky, elektrického motoru s převodovkou a brzdou.

8.1 Návrh jednotlivých profilů jeřábové kočky



Obr. 8.1 - Jeřábová kočka s číselným popisem jednotlivých profilů

Návrh profilu č. 1

Největší ohybový moment se projevuje v profilech umístěných pod ložiskovými tělesy lanového bubnu. Zde je nosník namáhán především od maximální hmotnosti břemene dané nosností jeřábu, tudíž největším zatížením v systému. Tento profil musím navrhnout pro dané zatížení a podrobit jej pevnostní kontrole na ohyb.

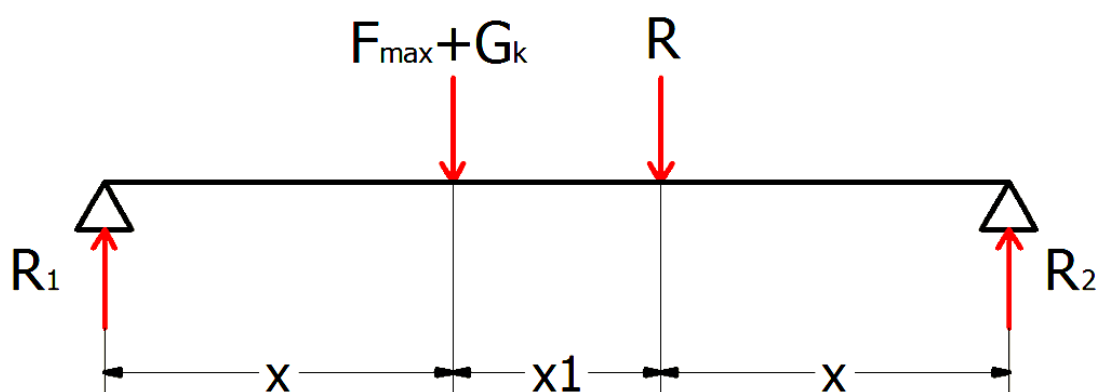
Při návrhu volím stranu profilu čtvercového průřezu a pro tento rozměr dopočítám minimální tloušťku stěny. Pro vypočtenou minimální tloušťku stěny čtvercového profilu

hledám nejbližší vyšší normalizovanou tloušťku tohoto profilu. Takto navržený příčník normalizovaných tvarů podrobím pevnostní kontrole na ohyb.

Jedná se o tyč čtvercového průřezu ČSN EN 10219-2, materiál oceli 11 373.

Vnější rozměr tyče obdélníkového průřezu volím 300 [mm].

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{\text{dov}}=110$ [MPa].



Obr. 8.2 - Silové zatížení nosníku č. 1

R_1 ... reakce v podpoře 1

R_2 ... reakce v podpoře 2

F_{max} ... maximální síla v laně

R ... reakce pod ložiskem lanového bubnu

x ... vzdálenost od podpory č. 1, po osu lanového bubnu

vzdálenost od podpory č. 2 po střed vyrovnávací kladky

x_1 ... vzdálenost mezi osou lanového bubnu a středem vyrovnávací kladky

Sílu od vlastní hmotnosti profilu zanedbávám, kvůli nízké hmotnosti.

Výpočet reakcí v podporách č. 1, 2Součet momentů k podpoře č. 1

$$\underline{\Sigma M_A = 0} \quad (8.1)$$

$$(F_{\max} + G_K) \cdot x + R_B \cdot (x + x_1) - R_2 \cdot (x + x_1 + x) = 0$$

$$R_2 = \frac{(F_{\max} + G_K) \cdot x + R_B \cdot (x + x_1)}{2 \cdot x + x_1}$$

$$R_2 = \frac{(52276 + 1962) \cdot 0,879 + 56050 \cdot (0,879 + 0,414)}{2 \cdot 0,879 + 0,414}$$

$$R_2 = 55316 \text{ [N]}$$

Součet zatěžujících sil v ose y

$$\underline{\Sigma F_y = 0} \quad (8.2)$$

$$-R_1 + (F_{\max} + G_K) + R_B - R_2 = 0$$

$$R_1 = (F_{\max} + G_K) + R_B - R_2 = 0$$

$$R_1 = (52276 + 1962) + 56050 - 55316 = 0$$

$$R_1 = 54972 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment v profilu č. 1

$$M_{O_{\max}} = R_2 \cdot x \quad (8.3)$$

$$M_{O_{\max}} = 55316 \cdot 0,879$$

$$M_{O_{\max}} = 48622 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Pevnostní vztah ohybového napětí

$$\frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{dov} \quad (8.4)$$

$$\frac{M_{o\max}}{\frac{a^4 - (a - 2 \cdot t)^4}{6 \cdot a}} \leq \sigma_{dov}$$

$$\frac{48622 \cdot 10^3}{\frac{300^4 - (300 - 2 \cdot t)^4}{6 \cdot 300}} \leq 105 \cdot 10^6$$

$$t = 4,019 \text{ [mm]}$$

Volím nejbližší vyšší normalizovanou tloušťku stěny tohoto profilu, která činí **t=6** [mm]

a ... vnější rozměr strany tyče obdélníkového průřezu [mm]

t ... tloušťka stěny tyče obdélníkového průřezu [mm]

M_o ... maximální ohybový moment [N.mm]

W_o ... průřezový modul v ohybu [mm³]

σ_{dov} ... dovolené napětí v ohybu [MPa]

Pevnostní kontrola navrženého profilumodul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{a^4 - (a - 2 \cdot t)^4}{6 \cdot a} \quad (8.5)$$

$$W_o = \frac{0,3^4 - (0,3 - 2 \cdot 0,006)^4}{6 \cdot 0,3}$$

$$W_o = 6,68 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

Napětí v ohybu navrženého profilu

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} \quad (8.6)$$

$$\sigma_o = \frac{48622}{6,679 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_o = 7,28 \cdot 10^7 \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{\text{dov}}$$

$$\underline{7,28 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \leq 11 \cdot 10^7 \text{ [Pa]}} \text{ vyhovuje}$$

Kvadratický moment průřezu

$I_x = 1,017 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^4\text{]}$... vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010

Průhyb profilu č. 1

$y_{\max} = 1,03 \text{ [mm]}$... vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010

Postup pro určení kvadratického momentu průřezu a průhybu nosníku v programu AutoCAD Mechanical 2010

1. krok: Narýsování průřezu kontrolovaného nosníku v měřítku 1:1.
2. krok: Použití příkazu „AMINERTIA“ a následné označení kontrolovaného průřezu. Výsledkem je příslušný kvadratický moment daného průřezu I_x , uvedený ve vygenerované tabulce.
3. krok: Schematické narýsování nosníku s naznačením silového zatížení v měřítku 1:1.
4. krok: Použití příkazu „AMDEFLINE“, následné označení vygenerované tabulky kvadratického momentu průřezu z kroku 2 a označení schematického nárysu kontrolovaného nosníku. Poté zavedení příslušných zatěžujících sil, podpor a přiřazení materiálu. Výsledkem je průhyb nosníku pro dané zatížení, uvedený ve vygenerované tabulce.

Bezpečnost

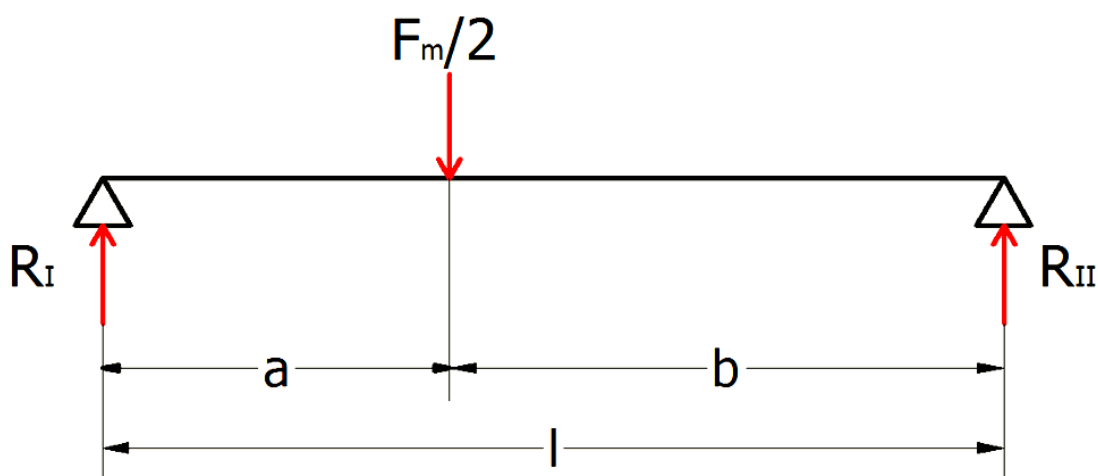
$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (8.7)$$
$$k = \frac{186}{72,8}$$
$$k = 2,55$$

Návrh profilu č.2

Elektromotor s převodovkou a brzdou, který zajišťuje zdvih břemene, je umístěn na konstrukci jeřábové kočky na profilech tvaru L. Tyto profily podrobují pevnostní kontrole na ohyb a zjišťují jejich maximální průhyb.

Jedná se o tyč nerovnoramenného L ČSN EN 10219-2, materiál oceli 11 373.

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov}=110$ [MPa].



Obr. 8.3 - Silové zatížení nosníku č. 2

$F_m/2$... síla od hmotnosti pohonu zdvihu

R_I ... reakce v podpoře I

R_{II} ... reakce v podpoře II

Sílu od vlastní hmotnosti profilu zanedbávám, kvůli nízké hmotnosti.

Součet momentů k podpoře č. 1

$$\underline{\Sigma M_I = 0} \quad (8.8)$$

$$F_m / 2 \cdot a - R_{II} \cdot l = 0$$

$$1001 / 2 \cdot 0,886 - R_{II} \cdot 2,172 = 0$$

$$R_{II} = 204 \text{ [N]}$$

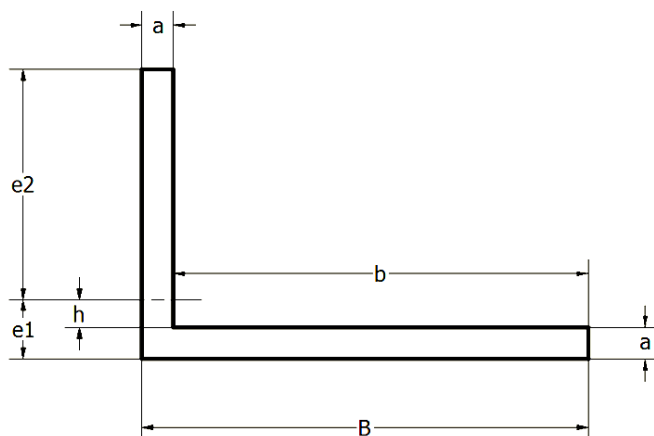
Součet zatěžujících sil v ose y

$$\underline{\Sigma F_y = 0} \quad (8.9)$$

$$R_I - F_m / 2 + R_{II} = 0$$

$$R_I = 1001 / 2 + 204$$

$$R_I = 296,5 \text{ [N]}$$

Rozměrové schéma L profilu

Obr. 8.4 - Rozměrové schéma L profilu

$$a = 7 \text{ [mm]}$$

$$b = 93 \text{ [mm]}$$

$$H = 58 \text{ [mm]}$$

$$B = 100 \text{ [mm]}$$

Rozměrové parametry L profilu

$$h = e_1 - a = 13,29 - 7 = 6,29 \text{ [mm]}$$

$$e_2 = H - e_1 = 58 - 13,29 = 44,71 \text{ [mm]}$$

$$e_1 = \frac{a \cdot H^2 + b \cdot h^2}{2 \cdot (a \cdot H + a \cdot b)} \quad (8.10)$$

$$e_1 = \frac{7 \cdot 58^2 + 93 \cdot 7^2}{2 \cdot (7 \cdot 58 + 7 \cdot 93)}$$

$$e_1 = 13,29 \text{ [mm]}$$

Maximální ohybový moment v profilu č. 1

$$M_{O_{\max}} = R_l \cdot a \quad (8.11)$$

$$M_{O_{\max}} = 296,5 \cdot 0,886$$

$$M_{O_{\max}} = 262,7 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Pevnostní kontrola navrženého profiluModul průřezu v ohybu 1

$$W_{O1} = \frac{I_x}{e_1} \quad (8.12)$$

$$W_{O1} = \frac{1,29 \cdot 10^{-6}}{0,01329}$$

$$W_{O1} = 9,7 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

Napětí v ohybu navrženého profilu 1

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O_{\max}}}{W_o} \quad (8.13)$$

$$\sigma_{O1} = \frac{262,7}{9,7 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{O1} = 2,7 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{\text{dov}}$$

$$\underline{2,7 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \leq 11 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \text{ vyhovuje}}$$

Modul průřezu v ohybu 2

$$W_{o2} = \frac{I_x}{e_2} \quad (8.14)$$

$$W_{o2} = \frac{1,29 \cdot 10^{-6}}{0,04471}$$

$$W_{o2} = 2,88 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

Napětí v ohybu navrženého profilu 1

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad (8.15)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{262,7}{2,88 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{o2} = 9,2 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\underline{\sigma_o \leq \sigma_{dov}}$$

$$\underline{9,2 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \leq 11 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \text{ vyhovuje}}$$

Kvadratický moment průřezu

$I_x = 1,29 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$... vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010

Postup pro určení kvadratického momentu průřezu viz kapitola 8.1.1 Postup pro určení kvadratického momentu průřezu a průhybu nosníku v programu AutoCAD Mechanical 2010

Průhyb profilu č. 2

$$y_{\max} = \frac{F_m / 2 \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (8.16)$$

$$y_{\max} = \frac{500,5 \cdot 0,886^2 \cdot 1,386^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,29 \cdot 10^{-6} \cdot 2,172}$$

$$y_{\max} = 0,000427 \text{ [m]}$$

Bezpečnost 1

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (8.17)$$

$$k_1 = \frac{186}{2,7}$$

$$k_1 = 69$$

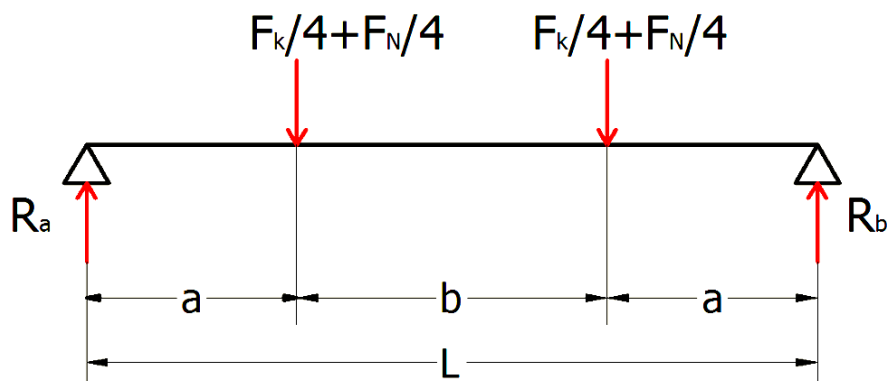
Bezpečnost 2

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (8.18)$$

$$k_2 = \frac{186}{9,2}$$

$$k_2 = 20$$

Návrh profilu č. 3



Obr. 8.5 - Silové zatížení nosníku č. 2

$F_k/4$... síla od hmotnosti jeřábové kočky

$$F_k/4 = 4905 \text{ [N]}$$

$F_N/4$... síla od hmotnosti zdvihaného resp. spouštěného břemene

$$F_N/4 \dots 36787 \text{ [N]}$$

Sílu od vlastní hmotnosti profilu zanedbávám, kvůli nízké hmotnosti.

Jedná se o tyč obdélníkového průřezu ČSN EN 10219-2, materiál oceli 11 373.

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov}=110 \text{ [MPa]}$.

Výpočet reakcí v podporách a, b

Součet momentů k podpoře a

$$\underline{\Sigma M_a = 0} \tag{8.19}$$

$$(F_k/4 + F_N/4) \cdot a + (F_k/4 + F_N/4) \cdot (a+b) - R_b \cdot L = 0$$

$$R_b = \frac{(F_k/4 + F_N/4) \cdot a + (F_k/4 + F_N/4) \cdot (a+b)}{L}$$

$$R_b = \frac{(4905 + 36787,9) \cdot 1,050 + (4905 + 36787,9) \cdot (1,05 + 1,47)}{3,57}$$

$$R_2 = 41692 \text{ [N]}$$

Součet zatěžujících sil v ose y

$$\underline{\Sigma F_y = 0} \quad (8.20)$$

$$R_a - (F_k / 4 + F_N / 4) + (F_k / 4 + F_N / 4) - R_b$$

$$R_a = (4905 + 36787) + (4905 + 36787) - 41692$$

$$R_a = 41692 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment v profilu č. 3

$$M_{O_{\max}} = R_a \cdot a \quad (8.21)$$

$$M_{O_{\max}} = 41692 \cdot 1,05$$

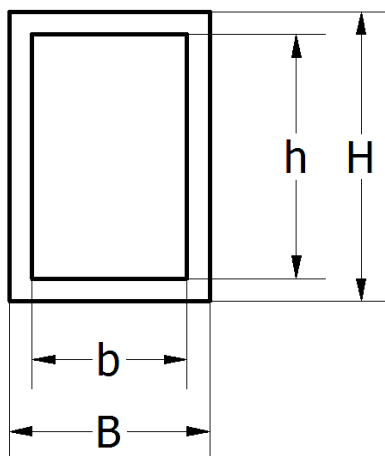
$$M_{O_{\max}} = 43776,6 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Pevnostní kontrola navrženého profiluModul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (8.22)$$

$$W_o = \frac{0,15 \cdot 0,3^3 - 0,13 \cdot 0,28^3}{6 \cdot 0,3}$$

$$W_o = 6,64 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$



Obr. 8.6 - Rozměrové schéma profilu č. 3

Rozměrové schéma profilu č. 3

$$B = 150 \text{ [mm]}$$

$$b = 130 \text{ [mm]}$$

$$H = 300 \text{ [mm]}$$

$$h = 280 \text{ [mm]}$$

Napětí v ohybu navrženého profilu

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad (8.23)$$

$$\sigma_o = \frac{43776,6}{6,64 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_o = 65,9 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{dov}$$

$$\underline{6,59 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \leq 11 \cdot 10^7 \text{ [Pa]} \text{ vyhovuje}}$$

Kvadratický moment průřezu

$$I_x = 9,96 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]} \dots \text{vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010}$$

Průhyb profilu č. 3

$$y_{\max} = 2,94 \text{ [mm]} \dots \text{vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010}$$

Postup pro určení kvadratického momentu průřezu a průhybu profilu viz kapitola 8.1.1 Postup pro určení kvadratického momentu průřezu a průhybu nosníku v programu AutoCAD Mechanical 2010

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (8.24)$$

$$k = \frac{186}{66}$$

$$k = 2,82$$

9. Výpočet pojezdu kočky

Pojezdové zařízení je tvořeno čtyřmi pojezdovými kolovými bloky. Na každé straně pojezdu je vždy jeden kolový blok poháněný. Pojezdové kolové bloky jsou umístěny v kompaktním pojezdovém podvozku od firmy DEMAG (10).

V postupu výpočtu vycházím dle (8).

9.1 Zatížení pojezdových kol

Zatížení od těžiště břemene a konstrukce jeřábové kočky představují největší zatížení pojezdových kol.

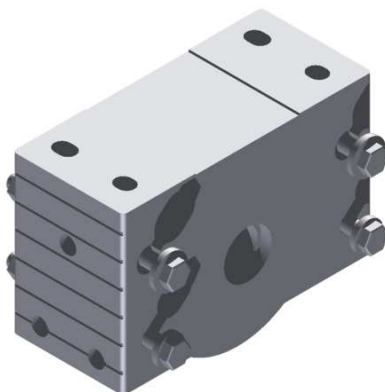
Hmotnost celé jeřábové kočky činí přibližně 2500 [kg].

$$m_{\text{koč}} = 2500 \text{ [kg]}$$

stanovení maximálního zatížení na jedno kolo

$$\begin{aligned} K_{\text{max}} &= \frac{Q + m_{\text{koč}}}{4} & (9.1) \\ K_{\text{max}} &= \frac{15000 + 2500}{4} \\ K_{\text{max}} &= 4375 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Z katalogu firmy DEMAG (10) volím pojízďecí kola DRS 125.



Obr. 9.1 - Kolový blok DRS 125 (10)

9.2 Volba hnacího elektromotoru

stanovení celkového jízdního odporu W pojízďecího ústrojí

$$W = \frac{2 \cdot (Q + m_{koc}) \cdot g}{D_{kp}} \cdot (e + f_c \cdot r_c) \cdot \chi \quad (9.2)$$

$$W = \frac{2 \cdot (15000 + 2500) \cdot 9,81}{0,125} \cdot (0,0007 + 0,02 \cdot 0,0225) \cdot 2,5$$

$$W = 7897,1 \text{ [N]}$$

výkon elektromotoru

$$P_p = \frac{W \cdot v_p}{\eta_{pp}} \quad (9.3)$$

$$P_p = \frac{7897,1 \cdot 0,17}{0,85}$$

$$P_p = 1,498 \text{ [kW]}$$

$\eta_{pp} = 0,85$... účinnost převodovky pojezdového mechanismu (10)

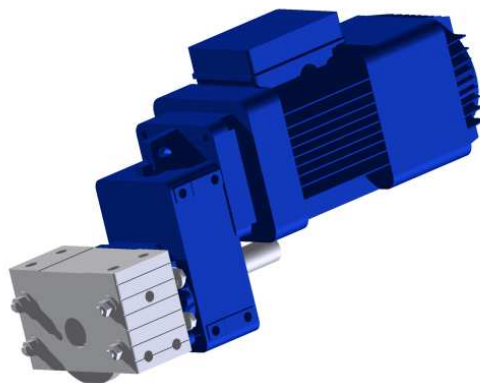
Volím **dvoumotorový pohon**.

potřebný výkon jednoho motoru

$$P_{p1} = \frac{P_p}{2} \quad (9.4)$$

$$P_{p1} = \frac{1,548}{2}$$

$$P_{p1} = 0,743 \text{ [kW]}$$



Obr. 9.2 - Kolový blok s pojezdovou jednotkou (10)

Pro vypočtené zatížení kol a výkon elektromotoru volím pojezdovou jednotku firmy DEMAG dle katalogu (10). Pojezdová jednotka převodovkou AFM 04s $i_{pp}=26$ a brzdou.

jmenovitý výkon	moment setrvačnosti	otáčky	účinnost	účinník	jmenovitý proud při 400 [V]
[kW]	[kg.m ²]	[min ⁻¹]	[%]	[-]	[A]
0,75	0,007	680	72	0,76	2,9
jmenovitý moment	poměrný záběrný moment	poměrný záběrný proud	poměrný moment zvratu	hmotnost	
[N.m]	[Mz/Mn]	[Ik/In]	[Mmax/Mn]	[kg]	
15,4	1,9	3,4	2,1	22	

Tab. 9.1 – Technické parametry motoru pojezdu jeřábové kočky

9.3 Potřebný převodový poměr převodovky

$$i_{pp} = \frac{n_{mP}}{n_{kP}} \quad (9.5)$$

$$i_{pp} = \frac{11,33}{0,424}$$

$$i_{pp} = 26,72$$

9.4 Otáčky pojezdových kol

$$n_{kP} = \frac{v_P}{\pi \cdot D_{kP}} \quad (9.6)$$

$$n_{kP} = \frac{0,17}{\pi \cdot 0,125}$$

$$n_{kP} = 0,424 \text{ [s}^{-1}\text{]} = 25,44 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

9.5 Skutečná rychlost pojezdu kočky

$$v_{PS} = \frac{\pi \cdot D_{kP} \cdot n_{mP}}{i_{pp}} \quad (9.7)$$

$$v_{PS} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 680}{26}$$

$$v_{PS} = 10,26 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]} = 0,171 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

9.6 Stanovení skutečné doby rozběhu

Při rozběhu musí být na hřídeli motoru dostatečně velký krouticí moment, aby dovolil překonat jezdové odpory kočky, potom musí uvést do pohybu kočku s břemenem.

Výpočet vychází ze základní pohybové rovnice rozběhu.

pohybová rovnice rozběhu

$$M_Z = M_{st} + M_{ip} + M_{ir} \quad (9.8)$$

celkový statický moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{W \cdot D_{kp}}{2 \cdot i_{pp} \cdot \eta_{PP}} \quad (9.9)$$

$$M_{st} = \frac{9897,1 \cdot 0,125}{2 \cdot 26 \cdot 0,85}$$

$$M_{st} = 22,3 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

statický moment pro jeden motor

$$M_{st1} = \frac{M_{st}}{2} \quad (9.10)$$

$$M_{st1} = \frac{22,3}{2}$$

$$M_{st1} = 11,17 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

setrvačný moment posuvných hmot

$$M_{ip1} = \frac{F_{ip1} \cdot D_{kp}}{2 \cdot i_{PPS} \cdot \eta_{PP}} \quad (9.11)$$

$$M_{ip1} = \frac{1458,3 \cdot 0,125}{2 \cdot t_{rP} \cdot 26 \cdot 0,85}$$

$$M_{ip1} = \frac{4,12}{t_{rP}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{ip} = (Q + m_{koč}) \cdot \frac{v_{PS}}{t_{rP}} \quad (9.12)$$

$$F_{ip} = (15000 + 2500) \cdot \frac{0,18}{t_{rP}}$$

$$F_{ip} = \frac{2916,7}{t_{rP}} \text{ [N]}$$

setrvačná síla posuvných hmot pro jeden motor

$$F_{ip1} = \frac{F_{ip}}{2} \quad (9.13)$$

$$F_{ip1} = \frac{2916,7}{t_{rP} \cdot 2}$$

$$F_{ip1} = \frac{1458,3}{t_{rP}} \text{ [N]}$$

setrvačný moment rotujících hmot

$$M_{ir1} = \beta \cdot \frac{J_{mP} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mP}}{t_{rP}} \quad (9.14)$$

$$M_{ir1} = 1,3 \cdot \frac{0,007 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 11,3}{t_{rP}}$$

$$M_{ir1} = \frac{0,648}{t_{rP}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$\beta = 1,3 \dots$ součinitel zahrnující vliv ostatních rotujících částí (6)

záběrný moment motoru

$$M_{Z1} = \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{P_{n1}}{2 \cdot \pi \cdot n_{mP}} \quad (9.15)$$

$$M_{Z1} = 2,1 \cdot \frac{750}{2 \cdot \pi \cdot 11,3}$$

$$M_{Z1} = 20 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

doba rozběhu

Dosažením jednotlivých momentů do pohybové rovnice získáme dobu rozběhu.

$$\begin{aligned}
 M_{Z1} &= M_{st1} + M_{ip1} + M_{ir1} \\
 20 &= 11,17 + \frac{4,12}{t_{rP}} + \frac{0,648}{t_{rP}} \\
 t_{rP} &= \frac{4,12 + 0,648}{20 - 11,7} \\
 t_{rP} &= 0,54 \text{ [s]}
 \end{aligned}
 \tag{9.16}$$

9.7 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezi

Při rozběhu nesmí dojít k prokluzu mezi poháněcím kolem pojezdu kočky a kolejnicí jeřábové dráhy, třecí síla na poháněcím kole je větší než pohybové odpory a setrvačná síla.

$$f_s \cdot \sum K \geq W' + F_{ip} \tag{9.17}$$

$f_s = 0,15$... součinitel smykového tření mezi pojížděcím kolem a kolejnicí (6)

součet zatížení poháněných pojížděcích kol pojezdu

$$\begin{aligned}
 \sum K &= \frac{Q + m_{koč} \cdot g}{2} \\
 \sum K &= \frac{15000 + 2500}{2} \cdot 9,81 \\
 \sum K &= 85837,5 \text{ [N]}
 \end{aligned}
 \tag{9.18}$$

jízdní odpor na pojížděcích kolech poháněných

$$\begin{aligned}
 W' &= W \cdot \frac{m_1}{m} \\
 W' &= 7897,1 \cdot \frac{2}{4} \\
 W' &= 3948,6 \text{ [N]}
 \end{aligned}
 \tag{9.19}$$

$m_1 = 2$... počet nepoháněných kol

$m = 4$... celkový počet kol

$W = 7897,1 \text{ [N]}$

minimální doba rozběhu

Získáme dosazením do rovnice adheze:

$$f_s \cdot \sum K \geq W' + F_{ip} \quad (9.20)$$

$$0,15 \cdot 85837,5 \geq 3948,6 + \frac{2916,7}{t_{rP\min}}$$

$$t_{rP\min} \geq \frac{2916,7}{0,15 \cdot 85837,5 - 3948,6}$$

$$t_{rP\min} \geq 0,32 \text{ [s]}$$

$$t_{rP} \geq t_{rP\min}$$

$$0,54 \text{ [s]} \geq 0,32 \text{ [s]} \dots \text{vyhovuje}$$

Doba rozběhu **vyhovuje, k prokluzu poháněcích kol nedojde.**

9.8 Stanovení dráhy a doby do zastavení jeřábové kočky

Jeřáb musí být vybaven brzdou při pojížděcí rychlosti $v_p > 36 \text{ [m/min]}$. U jeřábů s menší pojížděcí rychlostí je třeba stanovit dráhu, na které se jeřáb zastaví vlivem pasivních odporů, tuto dobu označíme $t_{b\max}$. (8)

maximální doba do zastavení jeřábové kočky

$$t_{\max} = \frac{s_{\max}}{v_p} \quad (9.21)$$

$$t_{\max} = \frac{0,035}{0,17}$$

$$t_{\max} = 0,2 \text{ [s]}$$

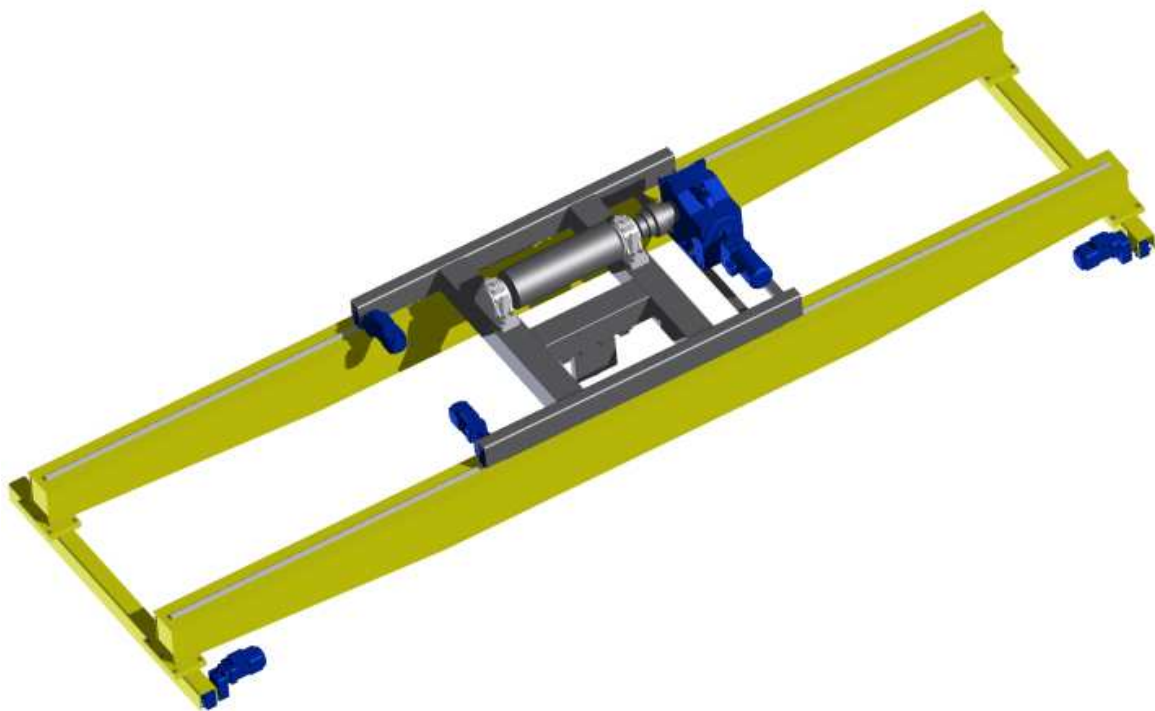
maximální dráha do zastavení jeřábové kočky

$$1,15 \cdot 0,5 \cdot (Q + m_{koc}) \cdot \frac{v_p^2}{60^2} = (W \pm V) \cdot s_{\max} \quad (9.22)$$

$$1,15 \cdot 0,5 \cdot (15000 + 2500) \cdot \frac{10^2}{60^2} = (7897,1 \pm 0) \cdot s_{\max}$$

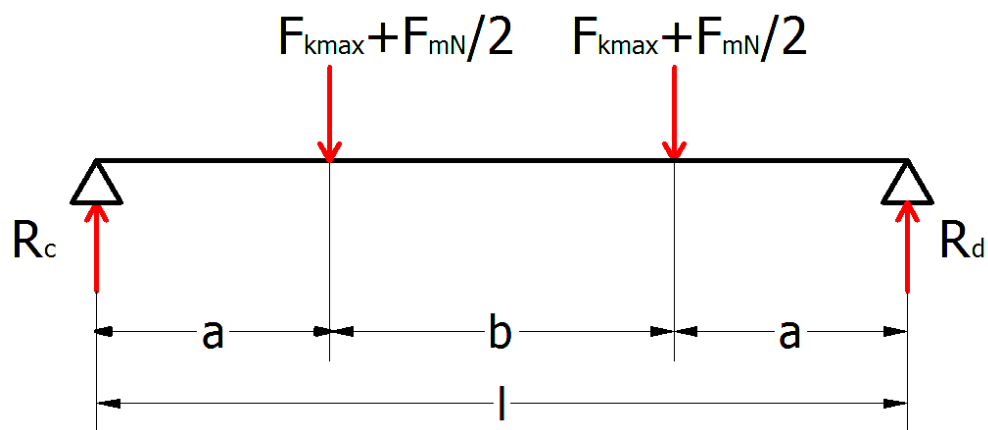
$$s_{\max} = 0,035 \text{ [m]}$$

10. Návrh konstrukce mostového jeřábu



Obr. 10.1 - Mostový jeřáb

Silové zatížení hlavního nosníku



Obr. 10.2 - Silové zatížení hlavního nosníku

R_c ... reakce v podpoře c

R_d ... reakce v podpoře d

F_{kmax} ... maximální zatížení na jedno kolo

F_{mN} ... síla od vlastní hmotnosti hlavního nosníku

Součet momentů k podpoře a

$$\underline{\Sigma M_c = 0} \quad (10.1)$$

$$(F_{k\max} + F_{mN} / 2) \cdot a + (F_{k\max} + F_{mN} / 2) \cdot (a + b) - R_d \cdot l = 0$$

$$R_d = \frac{(F_{k\max} + F_{mN} / 2) \cdot a + (F_{k\max} + F_{mN} / 2) \cdot (a + b)}{l}$$

$$R_d = \frac{(42918,75 + 7028,9) \cdot 3600 + (42918,75 + 7028,9) \cdot (3,6 + 3,504)}{10,784}$$

$$R_2 = 49950 \text{ [N]}$$

Součet zatěžujících sil v ose y

$$\underline{\Sigma Fy = 0} \quad (10.2)$$

$$R_c - (F_{k\max} + F_{mN} / 2) + (F_{k\max} + F_{mN} / 2) - R_d$$

$$R_a = (42918,75 + 7028,9) + (42918,75 + 7028,9) - 49577$$

$$R_a = 49950 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment hlavního nosníku

$$M_{O\max} = R_c \cdot a \quad (10.3)$$

$$M_{O\max} = 49950 \cdot 3,6$$

$$M_{O\max} = 179820 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

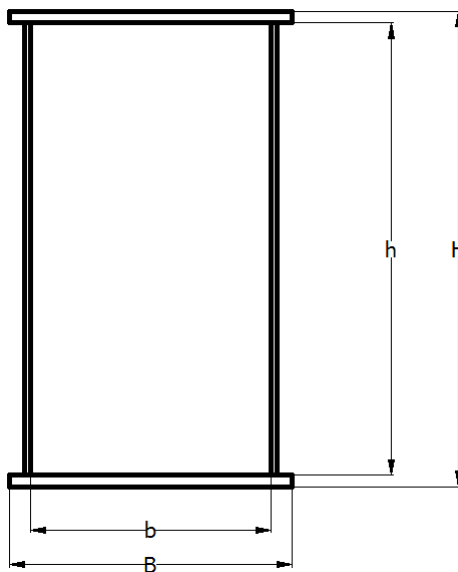
Pevnostní kontrola navrženého profiluModul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (10.4)$$

$$W_o = \frac{0,311 \cdot 0,62^3 - 0,295 \cdot 0,59^3}{6 \cdot 0,62}$$

$$W_o = 3,63 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$$

Rozměrové schéma profilu hlavního nosníku



Obr. 10.3 - Rozměrové schéma profilu hlavního nosníku

$$B = 150 \text{ [mm]}$$

$$b = 130 \text{ [mm]}$$

$$H = 300 \text{ [mm]}$$

$$h = 280 \text{ [mm]}$$

Napětí v ohybu navrženého profilu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (10.5)$$

$$\sigma_o = \frac{179820}{3,63 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 50 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{dov}$$

$$\underline{50 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \leq 110 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \dots \text{vyhovuje}}$$

Kvadratický moment průřezu

$I_x = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^4\text{]}$... vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010

Průhyb hlavního nosníku

$y_{\max} = 8,2 \text{ [mm]}$... vygenerováno z programu AutoCAD Mechanical 2010

Postup vygenerovaných hodnot průhybu nosníku a kvadratického momentu průřezu z programu AutoCAD Mechanical 2010 viz kapitola 8.1.1 Postup pro určení kvadratického momentu průřezu a průhybu nosníku v programu AutoCAD Mechanical 2010.

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (10.6)$$

$$k = \frac{186}{50}$$

$$k = 3,72$$

11. Výpočet pojezdu mostového jeřábu

Pojezdové zařízení je tvořeno čtyřmi pojezdovými kolovými bloky. Na každé straně pojezdu je vždy jeden kolový blok poháněný. Pojezdové kolové bloky jsou umístěny v kompaktním pojezdovém podvozku od firmy DEMAG (10).

V postupu výpočtu vycházím dle (8).

11.1 Zatížení pojezdových kol

Zatížení od těžiště břemene a konstrukce jeřábové kočky představují největší zatížení pojezdových kol.

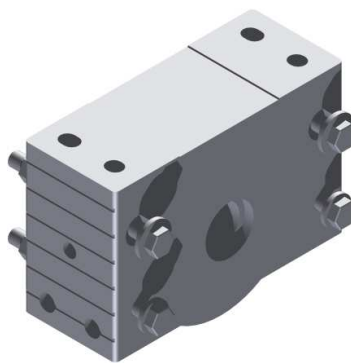
Hmotnost celého mostového jeřábu činí přibližně 6000 [kg].

$$M_{\text{jer}} = 6000 \text{ [kg]}$$

stanovení maximálního zatížení na jedno kolo

$$\begin{aligned} K_{\text{max}} &= \frac{Q + m_{\text{jer}}}{4} & (11.1) \\ K_{\text{max}} &= \frac{15000 + 6000}{4} \\ K_{\text{max}} &= 5250 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Z katalogu firmy DEMAG (10) volím pojízďecí kola DRS 160.



Obr. 11.1 - Kolový blok DRS 160 (10)

11.2 Volba hnacího elektromotoru

stanovení celkového jízdního odporu W pojízďecího ústrojí

$$W = \frac{2 \cdot (Q + m_{jer}) \cdot g}{D_{kp}} \cdot (e + f_c \cdot r_c) \cdot \chi \quad (11.2)$$

$$W = \frac{2 \cdot (15000 + 6000) \cdot 9,81}{0,16} \cdot (0,0007 + 0,02 \cdot 0,0225) \cdot 2,5$$

$$W = 7403,5 \text{ [N]}$$

výkon elektromotoru

$$P_p = \frac{W \cdot v_p}{\eta_{pp}} \quad (11.3)$$

$$P_p = \frac{7403,5 \cdot 0,58}{0,85}$$

$$P_p = 5081 \text{ [W]} = 5,081 \text{ [kW]}$$

$\eta_{pp} = 0,85$... účinnost převodovky pojezdového mechanismu (10)

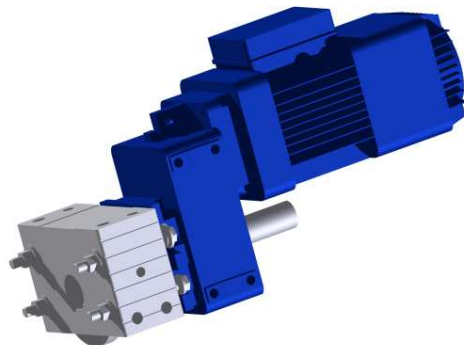
Volím *dvoumotorový pohon*.

potřebný výkon jednoho motoru

$$P_{p1} = \frac{P_p}{2} \quad (11.4)$$

$$P_{p1} = \frac{5,081}{2}$$

$$P_{p1} = 2,54 \text{ [kW]}$$



Obr. 11.2 - Kolový blok s pojezdovou jednotkou (10)

Pro vypočtené zatížení kol a výkon elektromotoru volím pojezdovou jednotku firmy DEMAG dle katalogu (10). Pojezdová jednotka s převodovkou AFM 04 s $i_{pp}=13$ a brzdou.

jmenovitý výkon	moment setrvačnosti	otáčky	účinnost	účinník	jmenovitý proud při 400 [V]
[kW]	[kg.m ²]	[min ⁻¹]	[%]	[-]	[A]
3	0,015	950	79	0,76	7,2
jmenovitý moment	poměrný záběrný moment	poměrný záběrný proud	poměrný moment zvratu	hmotnost	
[N.m]	[Mz/Mn]	[Ik/In]	[Mmax/Mn]	[kg]	
30	1,9	4,2	2,2	41	

Tab. 11.1 – Technické parametry motoru pojezdu mostového jeřábu

11.3 Potřebný převodový poměr převodovky

$$i_{pp} = \frac{n_{mP}}{n_{kP}} \quad (11.5)$$

$$i_{pp} = \frac{15,83}{1,16}$$

$$i_{pp} = 13,64$$

11.4 Otáčky pojezdových kol

$$n_{kP} = \frac{v_P}{\pi \cdot D_{kP}} \quad (11.6)$$

$$n_{kP} = \frac{0,58}{\pi \cdot 0,16}$$

$$n_{kP} = 1,16 \text{ [s}^{-1}\text{]} = 69 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

11.5 Skutečná rychlost pojezdu kočky

$$v_{PS} = \frac{\pi \cdot D_{kP} \cdot n_{mP}}{i_{pp}} \quad (11.7)$$

$$v_{PS} = \frac{\pi \cdot 0,16 \cdot 950}{13}$$

$$v_{PS} = 36,7 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]} = 0,61 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

11.6 Stanovení skutečné doby rozběhu

Při rozběhu musí být na hřídeli motoru dostatečně velký krouticí moment, aby překonal pojezdové odpory kočky, potom musí uvést do pohybu kočku s břemenem.

Výpočet vychází ze základní pohybové rovnice rozběhu.

pohybová rovnice rozběhu

$$M_Z = M_{st} + M_{ip} + M_{ir} \quad (11.8)$$

celkový statický moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{W \cdot D_{kP}}{2 \cdot i_{pp} \cdot \eta_{PP}} \quad (11.9)$$

$$M_{st} = \frac{7403,5 \cdot 0,16}{2 \cdot 13 \cdot 0,85}$$

$$M_{st} = 53,16 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

statický moment pro jeden motor

$$M_{st1} = \frac{M_{st}}{2} \quad (11.10)$$

$$M_{st1} = \frac{53,6}{2}$$

$$M_{st1} = 26,8 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

setrvačný moment posuvných hmot

$$M_{ip1} = \frac{F_{ip1} \cdot D_{kP}}{2 \cdot i_{PPS} \cdot \eta_{PP}} \quad (11.11)$$

$$M_{ip1} = \frac{6125 \cdot 0,16}{2 \cdot t_{rP} \cdot 13 \cdot 0,85}$$

$$M_{ip1} = \frac{44}{t_{rP}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{ip} = (Q + m_{koč}) \cdot \frac{v_{PS}}{t_{rP}} \quad (11.12)$$

$$F_{ip} = (15000 + 6000) \cdot \frac{0,58}{t_{rP}}$$

$$F_{ip} = \frac{12250}{t_{rP}} \text{ [N]}$$

setrvačná síla posuvných hmot pro jeden motor

$$F_{ip1} = \frac{F_{ip}}{2} \quad (11.13)$$

$$F_{ip1} = \frac{12250}{t_{rP} \cdot 2}$$

$$F_{ip1} = \frac{6125}{t_{rP}} \text{ [N]}$$

setrvačný moment rotujících hmot

$$M_{ir1} = \beta \cdot \frac{J_{mP} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mP}}{t_{rP}} \quad (11.14)$$

$$M_{ir1} = 1,3 \cdot \frac{0,015 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 15,83}{t_{rP}}$$

$$M_{ir1} = \frac{1,94}{t_{rP}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$\beta = 1,3 \dots$ součinitel zahrnující vliv ostatních rotujících částí (6)

záběrný moment motoru

$$M_{Z1} = \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{P_{n1}}{2 \cdot \pi \cdot n_{mP}} \quad (11.15)$$

$$M_{Z1} = 2,2 \cdot \frac{2540}{2 \cdot \pi \cdot 15,83}$$

$$M_{Z1} = 56,17 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

doba rozběhu

Dosažením jednotlivých momentů do pohybové rovnice získáme dobu rozběhu.

$$M_{Z1} = M_{st1} + M_{ip1} + M_{ir1} \quad (11.16)$$

$$56,17 = 26,8 + \frac{44}{t_{rP}} + \frac{1,94}{t_{rP}}$$

$$t_{rP} = \frac{44 + 1,94}{56,17 - 26,8}$$

$$t_{rP} = 1,56 \text{ [s]}$$

11.7 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezi

Při rozběhu nesmí dojít k prokluzu mezi poháněcím kolem pojezdu kočky a kolejnicí jeřábové dráhy, třecí síla na poháněcím kole větší než pohybové odpory a setrvačná síla.

$$f_s \cdot \sum K \geq W' + F_{ip} \quad (11.17)$$

$$f_s = 0,15 \dots \text{součinitel smykového tření mezi pojížděcím kolem a kolejnicí (6)}$$

součet zatížení poháněných pojížděcích kol pojezdu

$$\sum K = \frac{Q + m_{koč} \cdot g}{2} \quad (11.18)$$

$$\sum K = \frac{15000 + 6000}{2} \cdot 9,81$$

$$\sum K = 103005 \text{ [N]}$$

jízdní odpor na pojížděcích kolech poháněných

$$W' = W \cdot \frac{m_1}{m} \quad (11.19)$$

$$W' = 7403,5 \cdot \frac{2}{4}$$

$$W' = 3702 \text{ [N]}$$

$m_1 = 2 \dots$ počet nepoháněných kol

$m = 4 \dots$ celkový počet kol

$$W = 7403,5 \text{ [N]}$$

minimální doba rozběhu

Získáme dosazením do rovnice adheze:

$$f_s \cdot \Sigma K \geq W' + F_{ip} \quad (11.20)$$

$$0,15 \cdot 103005 \geq 3702 + \frac{12250}{t_{rP\min}}$$

$$t_{rP\min} \geq \frac{12250}{0,15 \cdot 103005 - 3702}$$

$$t_{rP\min} \geq 1,04 \text{ [s]}$$

$$t_{rP} \geq t_{rP\min}$$

$$1,56 \text{ [s]} \geq 1,04 \text{ [s]} \dots \text{vyhovuje}$$

Doba rozběhu **vyhovuje, k prokluzu poháněcích kol nedojde.**

11.8 Stanovení dráhy a doby do zastavení jeřábové kočky

Jeřáb musí být vybaven brzdou při pojížděcí rychlosti $v_p > 36 \text{ [m/min]}$. U jeřábů s menší pojížděcí rychlostí je třeba stanovit dráhu, na které se jeřáb zastaví vlivem pasivních odporů, tuto dobu označíme $t_{b\max}$. (8)

maximální doba do zastavení jeřábové kočky

$$t_{\max} = \frac{s_{\max}}{v_p} \quad (11.21)$$

$$t_{\max} = \frac{0,55}{0,58}$$

$$t_{\max} = 0,95 \text{ [s]}$$

maximální dráha do zastavení jeřábové kočky

$$1,15 \cdot 0,5 \cdot (Q + m_{koc}) \cdot \frac{v_p^2}{60^2} = (W \pm V) \cdot s_{\max} \quad (11.22)$$

$$1,15 \cdot 0,5 \cdot (15000 + 6000) \cdot \frac{35^2}{60^2} = (7403,5 \pm 0) \cdot s_{\max}$$

$$s_{\max} = 0,55 \text{ [m]}$$

12. Závěr

V této diplomové práci jsem naznačil možné způsoby pro uchopení svazku plechů. Jako vhodnou variantu jsem zvolil vázací lana s háky na plech.

Dále jsem navrhl zdvihový mechanismus a příslušné pojezdové mechanismy mostového jeřábu. Také jsem navrhl konstrukci jeřábové kočky a samotného mostového jeřábu.

Jedná se o dvounosníkový mostový jeřáb s dvoumotorovým pohonem. Tento druh pohonu jsem navrhl i pro posuv jeřábové kočky.

Při návrhu zdvihového ústrojí jsem vycházel z vypočteného minimálního průměru lana. Podle něhož jsem určil průměr lanového bubnu, vyrovnávací a vodící kladky. U lanového bubnu je vhodné zvolit jeho průměr vyšší pro příznivější namáhání ocelového lana. Lanový buben jsem podrobil pevnostní kontrole v ohybu, krutu a kontrole napětí od sevření lanem, kterým vyhověl.

V návrhu pohonu zdvihového ústrojí jsem zvolil elektromotor s převodovkou a brzdou. Dále jsem navrhl příslušnou pružnou spojku. Pro tyto komponenty jsem vypočítal minimální brzdou dobu a dráhu při zvedání i spouštění břemene. Také jsem vypočítal skutečnou dobu rozběhu.

Zvolil jsem dvoumotorový pohon pojezdu jeřábové kočky. Podle maximálního zatížení na jedno kolo jsem navrhl vhodné kolové bloky pojezdu. Spočítal jsem výkon jednoho motoru, pro který jsem následně zvolil pojezdovou jednotku. Pojezdová jednotka je vybavena vlastním elektromotorem, převodovkou a brzdou. Takto navrženou pojezdovou jednotku jsem podrobil kontrole tažné síly vzhledem k adhezi, které pojezd jeřábové kočky vyhověl.

U návrhu pojezdu jeřábového mostu jsem se ubíral stejným směrem jako u návrhu pojezdu jeřábové kočky.

Navrženou konstrukci jeřábové kočky a samotného dvounosníkového jeřábu jsem podrobil pevnostní kontrole na ohyb. Tuto pevnostní kontrolu jsem provedl počtně s pomocí programu AutoCAD Mechanical 2010. Obě navržené konstrukce kontrole vyhověly. Pro dané zatížení jsem určil maximální průhyby jednotlivých částí tvořících konstrukci jeřábové kočky a vlastního dvounosníkového mostového jeřábu. Všechny tyto průhyby jsou pro příslušné délky minimální. Největší průhyb má hlavní nosník mostového jeřábu, který činí přibližně 8 mm. Tento průhyb je však při pružné deformaci částečně žádoucí z důvodu zachycení sil od zdvihání břemene ze země.

Seznam použité literatury

- (1) ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby : Výběr ocelových lan. Část 1 : Všeobecně*. [s.l.] : [s.n.], 1992.
- (2) ČSN 27 1820 . *Kladky a bubny pro ocelová lana*. [s.l.] : [s.n.], 1992.
- (3) ČSN ISO 8686-1 . *Jeřáby. Zásady výpočtu zatížení a kombinací zatížení : Část 1 : Všeobecně*. [s.l.] : [s.n.], 1994.
- (4) ČSN 73 1401 . *Navrhování ocelových konstrukcí*. [s.l.] : [s.n.], 1998.
- (5) REMTA, F.; KUPKA, L. . *Jeřáby I – IV.*. Praha : SNTL/SVTL , 1956.
- (6) MARTÍNEK, P. *Transportní zařízení, řešené příklady*. VŠB-TU Ostrava : [s.n.], 1993.
- (7) *Www.region-lana.cz* [online]. 2009 [cit. 2010-03-17]. Region_lana.
- (8) PAVLISKA, J. ; HRABOVSKÝ, L. . *Dopravní a manipulační zařízení IV.*. VŠB-TU Ostrava : [s.n.], 2004.
- (9) DRAŽAN, F.; KUPKA, L. . *Jeřáby*. [s.l.] : [s.n.], 1968.
- (10) *Www.demagcranes.com* [online]. 2006 [cit. 2010-05-13]. DEMAG.
- (12) REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. *Jeřáby : II. díl*. [s.l.] : [s.n.], 1975.
- (13) *Www.dexim.cz* [online]. 2009 [cit. 2010-04-22]. DEXIM.
- (14) *Www.2ts.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-05-13]. Vázací prostředky.

- (15) *Www.google.com* [online]. 2008 [cit. 2010-04-22]. Prostředky pro uchopení a zavěšení břemen.
- (16) *Www.cevas.cz* [online]. 2007 [cit. 2010-04-22]. ČEVAS
- (17) *Www.tedox.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-04-22]. Uchopovací technika.
- (18) *Www.ksktools.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-04-22]. FEZER.
- (19) *Www.pohony.cz* [online]. 2006 [cit. 2010-05-13]. PSP pohony.

Seznam výkresů

DP1-2010-A0	Sestava dvounosníkového mostového jeřábu
DP1-2010-A0-K	Kusovník